SÉRGIO MACHADO DE GODOY

Eficiência térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos
Orientador: Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez

São Carlos
2008

DEDICATÓRIA

A minha esposa, Fabiana, e filhos, Laura e André, pelo amor, carinho e apoio incondicionais demonstrados em todos os momentos de nossas vidas.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, pela educação e valores transmitidos, e por toda a dedicação dispensada.

Aos, acima de tudo, amigos Luben e Hélio, por todo o esforço, prontidão, apoio e pelos ensinamentos prestados.

Ao Prof. Moreira, pela solicitude e hospitalidade, sempre.

RESUMO

GODOY, S. M. **Eficiência térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica**. 2008. 97 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

Um novo método numérico, para o cálculo da performance térmica de trocadores de calor com fluxos cruzados é apresentado. Dados referentes a efetividade – Número de unidades de transferência (ϵ – NUT) para vários arranjos de escoamento, padronizados e complexos, foram obtidos usando esta metodologia. Os resultados foram validados através da comparação dos resultados com soluções analíticas conhecidas, para trocadores de calor de fluxos cruzados com um ou múltiplos passes, possuindo de uma até várias fileiras de tubos, e com soluções aproximadas utilizando séries infinitas, para trocadores com ambos os fluidos não misturados. Todos os resultados obtidos apresentaram erros muito pequenos, em relação às soluções analíticas e aproximadas. Dados para efetividade, para arranjos complexos de escoamento são apresentados.

Palavras-chave: Trocadores de calor. Efetividade. NUT . Simulação numérica.

ABSTRACT

GODOY, S. M. **Thermal efficiency of compact heat exchangers by numerical simulation.** 2008. 97 f. M.Sc. Dissertation - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

A new numerical methodology for thermal performance calculation in cross-flow heat exchangers is developed. Data related to effectiveness - Number of Transfer Units (ϵ -NTU) for several standard and complex flow arrangements are obtained using this methodology. The results are validated through comparison with analytical solutions for one or more pass cross-flow heat exchangers with one to four rows and with approximate series solution for an unmixed-unmixed heat exchanger, obtaining in all cases very small errors. New effectiveness data for some complex configurations are provided.

Keywords: Heat exchangers. Effectiveness. NTU. Numerical simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Classificação de trocadores carcaça-tubos segundo o tipo da carcaça	24
Figura 2 - Temperaturas ao longo do trocador, fluidos escoando em paralelo...	30
Figura 3 - Distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor.....	49
Figura 4 - Elemento do trocador de calor.....	49
Figura 5 - Representação dos trocadores de calor utilizados para validação dos resultados.....	64
Figura 6 - Representação esquemática da configuração estudada em Guo; Wei e Cheng (2004) e simulada pelo algoritmo.....	74
Figura 7 - Curvas de ε - NUT para a configuração mostrada na Figura 6, para C_{max} misturado e C_{min} não misturado.....	76
Figura 8 - Configurações para os casos obtidos de Shah e Pignotti, 1993. (a) caso 4, (b) caso 7.....	78
Figura 9 - Geometrias bidimensionais equivalentes, propostas por Shah e Pignotti (1993) e utilizadas para simulação numérica: (a) caso 4, (b) caso 7.....	80
Figura 10 - Arranjo dos circuitos dos trocadores de calor analisados. (a) configuração em Z, (b) duas fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos, (c) três fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos, (d) seis fileiras de tubos em quincôncio e cinco circuitos.....	82
Figura 11 - Efetividades para a geometria 1 (tubos em Z), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas	

cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado..... 84

Figura 12 - Efetividades para a geometria 2 (duas fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado..... 85

Figura 13 - Efetividades para a geometria 3 (três fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado..... 86

Figura 14 - Efetividades para a geometria 4 (seis fileiras de tubos em quincôncio e cinco circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado..... 87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relações ε - <i>NUT</i> para trocadores com um passe e uma ou mais fileiras de tubos.....	60
Tabela 2 - Comparação entre os resultados da simulação e a solução por séries infinitas, equação (40).....	61
Tabela 3 - Relações ε - <i>NUT</i> para fluxos cruzados em paralelo e contra-corrente.....	65
Tabela 4 - Máximo erro relativo em função do número de fileiras de tubos	66
Tabela 5 - Comparação entre as simulações e os dados obtidos através das equações (45) e (50).....	66
Tabela 6 - Valores da efetividade <i>P</i> para fluxos cruzados em paralelo, considerando de 5 a 10 fileiras de tubos, com um tubo em cada fileira.....	70
Tabela 7 - Valores da efetividade <i>P</i> para fluxos cruzados em contra-corrente, considerando de 5 a 10 fileiras de tubos, com um tubo em cada fileira.....	71
Tabela 8 - Efetividade para trocadores de calor para as configurações das figuras 6, 5 (g), e para fluxos em contra-corrente puro.....	77
Tabela 9 - Valores para a efetividade térmica <i>P</i> para os casos 4 e 7 (Figuras 8 e 9), considerando quatro, seis e oito fileiras, com dez tubos cada.....	81
Tabela 10 - Erros relativos médios e máximos, para as geometrias 1 a 4.....	89

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área total de transferência de calor, lado externo	$[m^2]$
A_{fr}	Área frontal do trocador de calor	$[m^2]$
C	Taxa de capacidade térmica	$[W/K]$
C^*	Razão entre taxas de capacidades térmicas, C_{min}/C_{max}	$[-]$
F	Fator de correção	$[-]$
L	Comprimento dos tubos	$[m]$
N_c	Número de circuitos	$[-]$
N_e	Número de elemento por tubo	$[-]$
N_r	Número de fileiras	$[-]$
N_t	Número de tubos por fileira	$[-]$
NUT	Número de unidades de transferência, UA/C_{min}	$[-]$
P	Efetividade térmica, $(T_{c,o}-T_{c,i})/(T_{h,i}-T_{c,i})$	$[-]$
q	Taxa de transferência de calor	$[W]$
R	Relação entre temperaturas, $(T_{h,i}-T_{h,o})/(T_{c,o}-T_{c,i})$	$[-]$
R_f	Fator de incrustação	$[-]$
R_w	Resistência térmica da parede à condução	$[-]$
T	Temperatura	$[K]$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$[W/(m^2K)]$
ΔT_{ML}	Média logarítmica das diferenças de temperaturas	$[K]$

Letras gregas

δ	Refere-se a diferenças infinitesimais	
Γ	Efetividade local, definido pelas equações (25) e (28)	[-]
Δ	Refere-se a diferenças	
ε	Efetividade, q/q_{max}	[-]
η_a	Eficiência da aleta	[-]
η_o	Efetividade da superfície	[-]
λ	Erro relativo	[-]

Subscritos

e	Refere-se à seção de entrada do fluido
f	Refere-se ao fluido frio
i	Refere-se ao lado interno dos tubos
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
o	Refere-se ao lado externo dos tubos
q	Refere-se ao fluido quente
s	Refere-se à seção de saída do fluido

Sobrescritos

e	Refere-se a um elemento do trocador de calor
----------	--

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	19
1.1 CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR.....	22
1.1.1 TROCADORES TIPO CARÇAÇA E TUBOS.....	23
1.1.2 TROCADORES A PLACAS.....	25
1.1.3 TROCADORES DE SUPERFÍCIE ESTENDIDA.....	26
1.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	27
1.3 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA.....	28
1.3.1 ESCOAMENTOS CRUZADOS E MÚLTIPLOS PASSES.....	31
1.4 MÉTODO DA EFETIVIDADE – NUT.....	31
2 MÉTODOS DISPONÍVEIS PARA A DETERMINAÇÃO DA EFETIVIDADE.....	33
2.1 MÉTODOS ANALÍTICOS.....	33
2.1.1 MÉTODOS DE CÁLCULO OPERACIONAL.....	34
2.1.2 OUTROS MÉTODOS ANALÍTICOS.....	35
2.2 MÉTODOS APROXIMADOS.....	36
2.3 MÉTODOS NUMÉRICOS.....	38
2.4 FORMALISMO MATRICIAL.....	39
2.4.1 FORMALISMO MATRICIAL DE DOMINGOS.....	40
2.5 FORMALISMO MATRICIAL GENERALIZADO.....	42
2.5.1 MATRIZ TÉRMICA RETANGULAR COM TEMPERATURAS TERMINAIS UNIFORMES.....	42

2.5.2 MATRIZ TÉRMICA RETANGULAR COM TEMPERATURAS TERMINAIS VARIÁVEIS.....	42
2.6 REGRA DA CORRENTE.....	43
2.7 MÉTODOS BASEADOS EM PROPRIEDADES DEVIDAS ÀS CONFIGURAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR.....	45
2.7.1 SIMETRIA DE FLUXO REVERSO.....	45
3 MODELAGEM E PROCEDIMENTO NUMÉRICO.....	47
3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	48
3.2 SOLUÇÃO NUMÉRICA.....	52
3.3 SISTEMA DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS PARA UM ELEMENTO.....	53
3.4 PROCEDIMENTOS PARA O CÁLCULO DOS PARÂMETROS TÉRMICOS DO TROCADOR DE CALOR.....	55
4 VALIDAÇÃO DO MÉTODO.....	59
4.1 TROCADORES COM UM PASSE E N FILEIRAS DE TUBOS.....	59
4.2 TROCADORES COM MÚLTIPLOS PASSES E N FILEIRAS DE TUBOS.....	63
4.3 EFEITO DO NÚMERO DE PASSES.....	67
4.4 TROCADORES DE CALOR COM ARRANJOS COMPLEXOS DE ESCOAMENTO.....	73
4.4.1 CASO 1.....	73
4.4.2 CASO 2.....	77
4.4.3 CASO 3.....	81
5 CONCLUSÕES.....	90
REFERÊNCIAS.....	93
APÊNDICE A - Algoritmo para o cálculo da efetividade.....	96

1 INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor encontram as mais diversas aplicações no mundo atual. A indústria, desde as primeiras etapas de desenvolvimento até o estágio atual, sempre fez uso amplo de tais equipamentos, nos mais diversos processos. São utilizados para o aquecimento ou resfriamento de líquidos na indústria química, para a manutenção de temperaturas de máquinas e processos em níveis adequados, para o processamento e estocagem de alimentos, promovendo um aumento de sua vida útil e mantendo os padrões de segurança, dentre muitas outras aplicações. A área de conforto térmico é, obviamente, outra que faz amplo uso de trocadores de calor, especialmente aqueles voltados para o aquecimento ou resfriamento de ar. Vemos ainda o uso destes equipamentos em supermercados, restaurantes, *shopping centers*, veículos de carga e transporte, sendo difícil imaginar atualmente algum local onde não haja a existência de um trocador de calor, por menor que este seja.

Vários são os modos de classificação de trocadores de calor, podendo esta ser feita considerando-se a forma construtiva, o arranjo dos escoamentos, ou de acordo com o seu grau de compacidade (BEJAN, 1996). Este trabalho dá ênfase aos trocadores de calor compactos de fluxos cruzados. Podemos denominar compactos os trocadores que possuem a relação entre a área de troca térmica e o volume maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Tais trocadores são especialmente indicados para o aquecimento ou resfriamento de gases, encontrando aplicação em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar, voltados para aplicações industriais, comerciais e domésticas. Normalmente apresentam baixos custos de fabricação e manutenção, e por esta razão têm sido largamente utilizados. Este uso disseminado gera a

necessidade de novos métodos e procedimentos de cálculo, capazes de estimar com precisão a sua performance (BES, 1996).

Usar os recursos energéticos de maneira eficiente torna-se, a cada dia, prioritário, devido à escassez e altos custos de geração de energia. Soma-se a isto o fato de que um uso mais racional destes recursos energéticos, acaba por causar menores impactos e danos ao meio ambiente, inerentes a todos os processos de produção de energia em larga escala, o que aumenta ainda mais a importância destes estudos. Além disso, o uso de trocadores de calor mais eficientes, acarreta equipamentos de tamanhos mais reduzidos, por consequência reduzindo a quantidade de material empregada e os custos de fabricação, transporte e montagem no local da obra.

A efetividade térmica de trocadores de calor pode ser melhorada, basicamente, através de dois procedimentos: promover o aumento dos coeficientes de transferência de calor, e melhorar o grau de coordenação dos campos de temperaturas do trocador (GUO; WEI e CHENG, 2004).

Um grande número de métodos tem sido aplicado no projeto e análise de trocadores de calor. Kays e London (1998) listaram vários argumentos a favor do método ε - NUT , em comparação ao ΔT_{ML} . Um dos argumentos mais significativos é de que o método ε - NUT apresenta solução mais direta para o cálculo do desempenho do trocador, enquanto o ΔT_{ML} requer iterações sucessivas. Como regra geral, podemos adotar que o método ε - NUT mostra-se útil para o projeto e avaliação de trocadores de calor (KAYS; LONDON, 1998; WANG; WEBB; CHI, 2000).

Uma análise abrangente de métodos utilizados para a determinação de relações entre a efetividade, ε ou P , e o número de unidades de transferência, NUT , para trocadores de calor operando entre dois fluidos, possuindo arranjos de

escoamento simples ou complexos, foi realizada por Sekulić; Shah e Pignotti (1999). Neste trabalho, os autores classificaram os métodos em: métodos analíticos, para a obtenção de solução exata; métodos aproximados; ajuste de curvas a dados experimentais; métodos numéricos; formalismo matricial; e outros métodos, baseados em propriedades relacionadas à configuração e arranjo dos trocadores de calor, como o uso da simetria do fluxo reverso. Ainda de acordo com os autores, esforços contínuos para o projeto de sistemas mais eficientes, trocadores mais compactos, ou condições específicas de operação, podem exigir novas formulações para o ε -*NUT*, ainda não descritas na literatura aberta.

Mais recentemente, Pignotti e Shah (1992) discutiram alguns métodos para o desenvolvimento de relações para ε -*NUT*, para trocadores de calor com arranjos complexos de escoamento. Podemos citar: as leis de Domingos (1969), regras para cadeias de trocadores, e regras para trocadores onde um dos fluidos está totalmente misturado. Usando estes procedimentos, Pignotti e Shah (1992) desenvolveram relações ε -*NUT* para dezoito novos tipos de trocadores. Shah e Pignotti (1993) analisaram arranjos complexos de escoamento, relacionando-os a arranjos simples, que possuem relações exatas ou aproximadas disponíveis. Obtiveram, desta maneira, relações para a efetividade para sete diferentes arranjos de escoamento, que podem ser construídos à partir de um banco com seis fileiras de tubos.

Estudos realizados por Taborek (1983), Bačlić (1990), e Stevens; Fernandez e Woolf (1957), mostram a avaliação das relações de efetividade para trocadores com múltiplos passes, com arranjos com fluxos cruzados em paralelo ou em contracorrente. Recentemente, Chen; Conklin e Baxter (1998) usaram o procedimento proposto por Stevens; Fernandez e Woolf (1957), para a determinação de uma

relação para a efetividade de um trocador com 4 fileiras de tubos, com fluxos cruzados em contra-corrente.

O estado da arte no desenvolvimento de relações ε - NUT para trocadores com fluxo cruzado, apresentado nos parágrafos precedentes, revela a necessidade de estudos mais aprofundados neste setor. Este trabalho tem foco nos trocadores de calor de múltiplos passes, com fluxos cruzados. Inicialmente serão mostrados a modelagem e o procedimento utilizados para a simulação, seguidos do algoritmo para validação dos resultados, realizada através de comparação com expressões analíticas disponíveis. Finalmente, resultados obtidos para arranjos padronizados e complexos são analisados e discutidos.

1.1 CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

Esta seção foi incluída com o intuito de mostrar as formas de classificação utilizadas no decorrer deste trabalho, facilitando sua leitura.

Existem diferentes maneiras de se classificar os trocadores de calor, podendo-se considerar a forma construtiva, o arranjo dos escoamentos, ou o grau de compacidade do equipamento (BEJAN, 1996).

Analisando o arranjo dos escoamentos, podemos observar três configurações básicas, conhecidas como de correntes paralelas (ou concorrentes), de correntes opostas (contrárias), e de correntes cruzadas. Raramente utilizam-se arranjos nestas formas básicas, sendo mais freqüente uma combinação deles. Cada um dos fluidos pode atravessar o trocador através de um ou mais passes, podendo fazê-lo na forma de escoamento misturado ou não misturado.

Quanto à aplicação, podem ser divididos em três classes: classe R para aqueles designados a trabalhos severos como na indústria petrolífera; classe C para uso geral na indústria e comércio, moderadamente solicitados; classe B para os usados em processos químicos (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION - TEMA, 1999).

Quanto à forma construtiva, os mais comumente encontrados são os de tubos concêntricos, os de casco e tubos, os de placas, e os de tubos aletados, estes últimos especialmente indicados para o aquecimento ou o resfriamento de gases.

A seguir, serão descritos alguns dos tipos mais importantes e usualmente encontrados de trocadores de calor.

1.1.1 TROCADORES TIPO CARCAÇA E TUBOS

Também conhecidos como casco e tubos, ou pelo difundido termo em inglês *Shell and tube*, estes trocadores são amplamente utilizados na indústria. Podem ser projetados para uma grande gama de pressões e temperaturas de operação, desde alto vácuo até pressões acima de 100 MPa, e desde aplicações em criogenia até temperaturas por volta de 1100 °C (SHAH; SEKULIC, 1998). Podem ser usados em condições de operação especiais, que apresentem vibração, alto teor de impurezas, fluidos com alta viscosidade, erosão, corrosão, toxidade, e radioatividade.

São trocadores em geral com baixa relação entre superfície de troca térmica e volume, com valores entre 50 e 100 m²/m³. Possuem porém a desvantagem de serem equipamentos normalmente grandes e pesados, com alto custo de fabricação e instalação.

A *Tubular Exchanger Manufacturers Association*, TEMA, classifica os trocadores carcaça-tubos segundo o tipo dos cabeçotes e carcaça empregados (TEMA, 1999). A Figura 1 mostra a classificação segundo o tipo de carcaça utilizado.

Tipo TEMA	Descrição	
E		Um passe no lado da carcaça
F		Dois passes no lado da carcaça
G		Separação do escoamento
H		Dupla separação do escoamento
J		Divisão do fluxo
J		Mistura de fluxos
X		Fluxos cruzados

Figura 1. Classificação de trocadores carcaça-tubos segundo o tipo da carcaça

São construídos de acordo com normas DIN e ASME para projeto e fabricação de caldeiras e vasos de pressão.

1.1.2 TROCADORES A PLACAS

São trocadores constituídos por placas delgadas, mantidas pressionadas entre dois cabeçotes aparafusados entre si, suspensos em um pedestal. As placas podem ser lisas ou corrugadas, com diferentes padrões. A vedação entre os dois fluidos é perfeita, a menos que ocorra uma falha mecânica (um furo) em uma das placas. A vedação para o meio externo pode ser feita por gaxetas, solda ou brasagem.

Atualmente a razão entre a área de troca térmica e volume varia de 120 a 660 m^2/m^3 . Os materiais mais utilizados são o aço inoxidável (AISI 304 ou 316) e o titânio, sendo o primeiro o responsável por sua enorme aceitação na indústria alimentícia.

A alteração das condições de operação e aumento de capacidade de um equipamento já em funcionamento pode ser realizada facilmente, pela alteração e/ou adição de placas, podendo ser modificados tanto o arranjo dos escoamentos, tipo de placas e a área de troca térmica. Uma outra vantagem é a relativa facilidade de manutenção e limpeza: simplesmente soltando os parafuso entre os cabeçotes pode-se expor toda a superfície de troca térmica.

A pressão e temperatura de trabalho são normalmente baixas, assim como o diferencial de pressão e temperatura entre os fluidos. Os limites atuais estão em torno de 2,5 MPa, e 260 °C.

1.1.3 TROCADORES DE SUPERFÍCIE ESTENDIDA

Subdividem-se em dois tipos: os de placas aletadas e os de tubos aletados. Os últimos são em geral aletados externamente, mas podem também possuir superfícies estendidas em sua parte interna.

Estes tipos de trocadores apresentam-se como uma boa opção quando ao menos um dos fluidos envolvidos é um gás, ou apresenta baixo valor para o coeficiente de troca de calor por convecção. Os fluidos necessitam possuir poucas impurezas e ser não corrosivos, devido aos pequenos diâmetros hidráulicos dos escoamentos, e à dificuldade de limpeza das superfícies. Normalmente a potência de bombeamento de um ou ambos os fluidos é parâmetro tão importante quanto a transferência de calor, e um bom projeto hidráulico do trocador é primordial.

Em geral são trocadores mais leves, compactos e baratos que os carcaça e tubos. Os de uso geral possuem densidade de área de troca entre 500 e 1000 m^2/m^3 , podendo chegar a valores de até 6000 m^2/m^3 . Podem atingir pressões de até 20 MPa, e temperaturas de 850 °C, porém o emprego atual não permite a ocorrência de altos valores de pressão e temperatura, simultaneamente.

Finalmente, os trocadores de calor podem ser classificados segundo sua compacidade. Trocadores de calor possuindo relação entre a área de troca de calor e o volume maiores que 700 m^2/m^3 são considerados trocadores de calor compactos.

1.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de troca de calor entre dois fluidos, a temperaturas T_q e T_f , postos em contato através de uma superfície de área A pode ser expressa por:

$$q = UA(T_q - T_f) \quad (1)$$

U é o coeficiente global de transferência de calor. Para um processo de troca de calor entre dois fluidos, através de um tubo aletado tanto externa quanto internamente, U está relacionado com os coeficientes de troca térmica convectivos, para cada escoamento, e com a condução através da parede do tubo da seguinte forma (INCROPERA; DEWITT, 2002):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{(\eta_o h A)_i} + \frac{R_{f,i}}{(\eta_o A)_i} + R_w + \frac{R_{f,o}}{(\eta_o A)_o} + \frac{1}{(\eta_o h A)_o} \quad (2)$$

$R_{f,i}$ e $R_{f,o}$ são os fatores de incrustação nas superfícies interna e externa, devido à deposição de impurezas ou a reações entre o fluido e o material da parede.

R_w é a resistência térmica da parede à condução.

A efetividade da superfície, η_o , está relacionada com a área total A , a área aletada A_a e a eficiência de aleta η_a pela seguinte equação:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A}(1 - \eta_a) \quad (3)$$

Em aplicações práticas, normalmente o termo referente à resistência térmica da parede possui valor muito menor que os demais, podendo ser desprezado. Também ocorre freqüentemente que um dos coeficientes de convecção seja muito maior que o outro, e diz-se que este escoamento é o dominante na determinação do coeficiente global. Neste último caso, costuma-se utilizar aletas, ou superfícies intensificadoras no lado que apresenta o menor coeficiente de convecção.

1.3 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

Este método relaciona a taxa total de transferência de calor, o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca, UA , e um valor médio adequado das diferenças de temperaturas entre os fluidos.

Um balanço de energia global para todo o trocador fornece:

$$q = C_q (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (4)$$

$$q = C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (5)$$

Estas equações independem do arranjo dos escoamentos através do trocador de calor, sendo funções apenas das temperaturas de entrada e saída, e das taxas de capacidades térmicas dos fluidos.

Consideremos agora um trocador de calor com correntes paralelas. O balanço de energia em um elemento diferencial de área do trocador, dA , nos dá:

$$dq = -C_q \cdot dT_q \quad (6)$$

$$dq = C_f \cdot dT_f \quad (7)$$

A taxa de transferência de calor através da área infinitesimal também pode ser expressa por:

$$dq = U(T_q - T_f)dA \quad (8)$$

Tomando o diferencial de $T_q - T_f$, e utilizando as equações (6) e (7):

$$d(T_q - T_f) = dT_q - dT_f = -dq \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (9)$$

Substituindo dq de (9) em (8), e integrando ambos os lados da equação:

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -U \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \int_0^A dA \quad (10)$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (11)$$

Utilizando C_q e C_f das equações (4) e (5), temos:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \quad (12)$$

Onde:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (13)$$

Para um trocador com os fluidos escoando em contra-corrente, valem as equações (12) e (13), apenas observando, para cada caso:

Correntes paralelas:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s}$$

Correntes contrárias:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$$

Figura 2. Temperaturas ao longo do trocador, fluidos escoando em paralelo

1.3.1 ESCOAMENTOS CRUZADOS E MÚLTIPLOS PASSES

Para diferentes configurações de escoamentos, com arranjos cruzados e múltiplos passes, o valor de ΔT_{ML} deve ser corrigido por um fator F :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \cdot F \quad (14)$$

Nesta equação, ΔT_{ML} deve ser calculado como se o trocador de calor fosse de correntes contrárias. As curvas utilizadas para a obtenção de F são conhecidas como cartas de Bowman, e podem ser encontradas em TEMA (1999).

1.4 MÉTODO DA EFETIVIDADE – NUT

O método da média logarítmica das diferenças de temperatura é bastante útil se forem conhecidas as temperaturas de entrada e saída dos dois fluidos, além da razão entre as capacidades térmicas. Entretanto, se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, este método leva a uma solução iterativa, sendo mais vantajoso, nesses casos, utilizar o método da efetividade – *NUT*. Este último apresenta também a vantagem de apresentar graficamente diversas informações a respeito do desempenho térmico do trocador de calor.

A seguir serão descritos os parâmetros adimensionais utilizados neste método:

Efetividade do trocador de calor, ou efetividade:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_q (T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (15)$$

Número de unidades de transferência:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (16)$$

Relação entre as capacidades térmicas:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (17)$$

$C_{\min}$ e $C_{\max}$ são, respectivamente, a menor e a maior dentre as capacidades térmicas dos fluidos envolvidos.

A taxa de calor máxima, $Q_{\max}$, seria alcançada em um trocador operando em contra-corrente, com área infinita. A temperatura de saída do fluido de menor capacidade térmica seria então igual a temperatura de entrada do outro fluido.

A efetividade de um trocador, equação (15), é então a razão entre a taxa de calor real e a taxa máxima possível.

O número de unidades de transferência, equação (16), fornece uma medida do “tamanho” do trocador de calor. Para um determinado arranjo e relação entre capacidades térmicas, pequenos valores de NUT fornecem efetividades baixas para o trocador de calor. Com o aumento de NUT , ε tende assintoticamente a um valor fixo, geralmente o máximo (alguns arranjos de trocadores produzem um valor máximo de ε , que torna a decrescer à medida que NUT tende a infinito).

Pode-se mostrar que, para um dado arranjo do trocador, a efetividade pode ser expressa como uma função de NUT e C^* (KAYS; LONDON, 1998):

$$\varepsilon = \Phi(\text{arranjo}, NUT, C^*) \quad (18)$$

2 MÉTODOS DISPONÍVEIS PARA A DETERMINAÇÃO DA EFETIVIDADE

A necessidade, cada vez maior, de projetar sistemas mais eficientes, trocadores mais compactos, e operando sob condições cada vez mais exigentes e diversificadas, tem exigido novos dados, referentes à efetividade para novos arranjos e montagens de trocadores de calor, ainda não descritos na literatura.

Diversas abordagens têm sido utilizadas na análise e projeto de trocadores de calor. Dentre outros métodos, podemos citar o da efetividade-número de unidades de transferência (ϵ - NUT ou P - NUT), o das diferenças médias de temperaturas, e vários que utilizam as cartas de Mueller e Roetzel. Sekulic; Shah e Pignotti (1999) apresentaram vários outros métodos, incluindo os analíticos utilizados na obtenção de soluções exatas, os aproximados (analíticos, semi-numéricos e análogos), os métodos numéricos, o formalismo matricial, e outros baseados em propriedades relacionadas a configurações e geometria dos trocadores de calor.

Esta seção mostra brevemente alguns métodos disponíveis na literatura científica, os quais têm como objetivo obter dados relativos à efetividade, para uma dada forma e arranjo construtivo de um trocador de calor.

2.1 MÉTODOS ANALÍTICOS

Para arranjos de escoamento básicos, como em paralelo (ou concorrentes) ou em contra-corrente, as relações para a efetividade podem ser obtidas, em função de parâmetros de projeto, a partir da integração local das equações referentes aos balanços de massa e energia, obtendo-se desta maneira a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor. Alternativamente, pode-se também

integrar as mesmas equações, englobando todo o trocador, para a obtenção das temperaturas de entrada e saída, apenas.

Os métodos analíticos freqüentemente usados para solucionar arranjos de escoamento mais complexos, podem ser agrupados em três categorias principais (SEKULIC; SHAH e PIGNOTTI, 1999):

1 – os que aplicam a integração direta das equações diferenciais ordinárias ou parciais, obtidas através de balanços de energia e massa. Os trocadores que têm sido analisados por este grupo incluem os trocadores de um passe em paralelo ou contra-corrente, e trocadores tipo casco e tubos, com arranjo TEMA E, $1 - 2n$.

2 – métodos de cálculo operacional, incluindo técnicas como a Transformada de Laplace, e o Cálculo Operacional de Mikusinski. Vários tipos de arranjos de trocadores casco e tubos, e trocadores de fluxos cruzados com um ou vários passes têm sido analisados através destes métodos.

3 – transformação de equações diferenciais em equações integrais, e a subsequente solução das equações integrais. Como exemplo de aplicação, podemos citar trocadores com ambos os fluidos não misturados, com um passe e fluxos cruzados.

2.1.1 MÉTODOS DE CÁLCULO OPERACIONAL

As técnicas conhecidas como métodos de cálculo operacional, como por exemplo a Transformada de Laplace e o Método de Mikusinski, podem ser utilizadas como ferramentas para obter a distribuição de temperaturas para arranjos básicos de trocadores de calor. Detalhes destes métodos podem ser encontrados em

Carslaw e Jaeger (1949), e Rice e Do (1995). As relações para efetividade aparecem como um produto final natural deste tipo de análise.

A técnica da Transformada de Laplace é uma das mais utilizadas para a solução de equações diferenciais. Relações de efetividade podem ser obtidas, resumidamente, da seguinte forma: inicialmente, é definido um modelo matemático para o trocador de calor, sob a forma de um conjunto de equações diferenciais ordinárias ou parciais, acrescido das condições de contorno, preferencialmente em uma forma adimensional. Em seguida, as transformadas de Laplace são aplicadas, em relação às variáveis independentes. O conjunto de equações algébricas resultante é então resolvido, obtendo-se as transformadas de Laplace das variáveis dependentes. Pode-se então aplicar o teorema da Transformada Inversa de Laplace, obtendo-se finalmente a distribuição de temperaturas, de maneira explícita.

Ainda de acordo com Sekulic; Shah e Pignotti (1999), o Método de Cálculo Operacional de Mikusinski pode ser usado, com vantagens, para resolver problemas de arranjos de fluxos cruzados.

2.1.2 OUTROS MÉTODOS ANALÍTICOS

A obtenção de relações de efetividade, utilizando métodos analíticos, foi alcançada originalmente por Nusselt. Em sua primeira tentativa, Nusselt¹ (1911 apud SEKULIK; SHAH e PIGNOTTI, 2000) resolveu o problema reduzindo o sistema, originalmente composto por duas equações diferenciais parciais de primeira ordem, a apenas uma de segunda ordem. Esta equação pode então ser resolvida diretamente, pelo método de integração de Riemann. Em uma segunda tentativa,

¹ Nusselt W (1911) Der Wärmeübertragung im Kreuzstrom, *VDI-Zeitschr* **55**, 2021-2024.

Nusselt² (1930 apud SEKULIK; SHAH e PIGNOTTI, 2000) resolveu o mesmo problema, através da transformação do modelo analítico em uma equação integral de Volterra. A equação integral pode ser resolvida assumindo uma solução arbitrária inicial, sob a forma de polinômios. Após sucessivas iterações, uma expressão para a efetividade pode ser obtida explicitamente.

Mason (1955) utilizou a técnica da Transformada de Laplace. Várias outras soluções foram obtidas, como notado por Baclic e Heggs (1985), usando os métodos anteriormente citados.

Através dos anos, diversos pesquisadores tentaram simplificar as complexas formas analíticas disponíveis, não necessariamente propondo uma nova solução, mas manipulando a estrutura analítica das equações para ε -NUT. Dentre estas simplificações, aplicadas a trocadores com fluxos cruzados, com ambos os fluidos não misturados e um passe, estão a relação de Hausen (1983), baseada nas soluções originalmente propostas por Nusselt, e a solução de Baclic (1978), que mostrou que, re-arranjando-se os termos da série infinita de Mason (1955), pode-se obter a mesma solução na forma da série de Neumann.

2.2 MÉTODOS APROXIMADOS

Atualmente, diversos métodos aproximados têm sido utilizados para o estudo e análise de trocadores de calor. Sekulic; Shah e Pignotti (1999) citam vários exemplos destes métodos, que utilizam, dentre outras técnicas, integração gráfica de equações diferenciais, procedimentos semi-numéricos, e soluções por tentativa e erro de equações resultantes de balanços de energia.

² Nusselt W (1930) Eine neue Formel für den Wärme-durchgang in Kreuzstrom, *Tech Mech Thermodyn, Berl* **1**, 417-422.

Três métodos importantes, usados na análise de trocadores de calor com fluxos cruzados e ambos os fluidos não misturados podem ser citados: o método da colocação, o método de Galerkin, e o método de Roesser.

Para a determinação do campo de temperaturas para um trocador de calor, assim como das relações de efetividade, algumas etapas devem, normalmente, ser seguidas. Inicialmente, algum método de cálculo operacional, como a Transformada de Laplace, deve ser utilizado. Devem ainda ser levadas em conta as condições de contorno para o problema. Para um arranjo com fluxos cruzados e dois passes, por exemplo, duas das condições de contorno correspondem às temperaturas de entrada de cada um dos fluidos. As duas outras condições são influenciadas pelas chamadas condições de acoplamento entre os passes, e dependem da maneira com que estes estão conectados. Estas condições de acoplamento, entretanto, podem conduzir a equações integrais que não podem ser resolvidas de maneira exata. Um método apropriado, como o método da colocação, deve ser utilizado para resolver as equações integrais, o que constitui o passo seguinte.

A utilização do método da colocação consiste, primeiramente, na aplicação da Transformada de Laplace, com relação às variáveis independentes. As condições de contorno, para o trocador específico, são então aplicadas às equações resultantes. Isto leva a um conjunto de equações integrais, que podem agora ser resolvidas de maneira exata ou aproximada.

Um ponto importante a ser frisado é que, em uma comparação entre os métodos aproximados e os analíticos, normalmente temos um custo computacional menor, a favor dos primeiros.

2.3 MÉTODOS NUMÉRICOS

Os métodos analíticos e semi-numéricos, discutidos até aqui, pressupõem a validade de um conjunto de hipóteses simplificadoras, para a formulação de um modelo. Sob a luz destas idealizações, um modelo para um dado trocador de calor pode ser descrito por um conjunto de equações diferenciais e pelas condições de contorno correspondentes.

Durante a operação de um trocador de calor em condições reais, entretanto, freqüentemente algumas, ou até mesmo várias destas idealizações simplificadoras são violadas severamente. Quando é necessária uma descrição mais precisa do desempenho de um trocador de calor, sob condições reais de operação, uma abordagem utilizando métodos numéricos é a mais comum e apresenta resultados mais precisos. Um exemplo seria o caso onde as propriedades termo-físicas não são constantes. Métodos de diferenças finitas, volumes finitos, e elementos finitos têm sido utilizados para a obtenção de relações ε - NUT ou P - NUT , para trocadores com fluxos cruzados, um ou mais passes, e para alguns trocadores do tipo casco e tubos.

Em uma análise numérica, as equações diferenciais resultantes são discretizadas, usando o método das diferenças finitas, ou dos elementos finitos, para formar um conjunto de equações algébricas (incluindo as condições de contorno correspondentes). As idealizações adotadas são válidas para cada subdomínio. Uma solução numérica destas equações algébricas, provê a distribuição de temperaturas dos fluidos ao longo de todo o trocador de calor, ou apenas nas regiões de saída, dependendo do método utilizado. Finalmente, as temperaturas médias dos fluidos, na saída do trocador, são calculadas, e sua efetividade é determinada, através de sua definição (equação 15).

O tamanho dos elementos considerados, e conseqüentemente o seu número, dependem da geometria, do tamanho do trocador, e da razão entre as capacidades térmicas dos fluidos envolvidos. Este número pode ser considerado suficiente, quando o valor da efetividade é suficientemente próximo de um valor assintótico, quando plotado contra o número de elementos. Entretanto, não há uma regra geral sobre o número de elementos.

2.4 FORMALISMO MATRICIAL

Com o aumento da complexidade do arranjo de escoamento de um trocador de calor, praticamente todos os métodos analíticos tornam-se bastante complexos, sendo muito difícil ou até impossível a obtenção de uma solução por estes métodos. Como conseqüência, no passado muitos arranjos complexos de escoamento não podiam ser tratados analiticamente, e alguns deles eram tratados apenas numericamente. Atualmente, praticamente qualquer novo arranjo pode ser analisado numericamente, com o grau desejado de precisão, porém as relações para ε - NUT não podem ser obtidas explicitamente, trabalhando-se desta maneira.

Desde 1969, métodos envolvendo álgebra matricial têm sido usados na análise de trocadores de calor complexos, ou arranjos de dois ou mais trocadores. Eles fornecem relações ε - NUT de uma forma fechada. Entretanto, não é possível obter a solução para a distribuição de temperaturas, utilizando estes métodos. Para isso, seria necessária a utilização de métodos analíticos, semi-numéricos ou numéricos.

Domingos (1969) introduziu o formalismo matricial, para a análise de arranjos de trocadores de calor. Este método utiliza álgebra matricial para obter relações P -

NUT para trocadores de calor com arranjos complexos, ou arranjos com vários trocadores de calor, que podem ser divididos em elementos menores, que possuam relações para a efetividade conhecidas. Fazendo desta maneira, os modelos de cada um dos constituintes, que são pouco complexos, não necessitam ser simplificados, como necessitariam em métodos numéricos discretizados.

Através de um balanço de energia global em torno do trocador de calor, qualquer das temperaturas (de entrada ou saída) de cada um dos fluidos pode ser representada em termos das duas temperaturas independentes remanescentes. Os coeficientes referentes às temperaturas independentes podem ser apresentados em uma matriz linear 2×2 . Em seguida, regras de transformação e manipulação de matrizes são aplicadas, construindo blocos para obter a efetividade global do arranjo, a partir das efetividades conhecidas de cada um dos elementos.

A idéia é obter relações fechadas para as efetividades, para sistemas complexos, utilizando as soluções exatas para cada um dos constituintes mais simples. A aplicabilidade deste método tem sido bastante ampliada, através de estudos realizados por Pignotti (1984a, 1988).

2.4.1 FORMALISMO MATRICIAL DE DOMINGOS

Uma importante ferramenta, para a decomposição de um sistema complexo de trocadores de calor, ou de um trocador com arranjo complexo de escoamento, é o formalismo matricial baseado no conceito de matriz térmica. Este conceito requer uma unidade elementar (um trocador de calor em si, ou parte dele), cuja efetividade seja conhecida, como um operador matemático, que transforma duas temperaturas de entrada em duas temperaturas de saída ou, em uma forma mais geral, duas

temperaturas conhecidas atuando como entradas para o operador matemático, sendo as outras duas temperaturas as saídas deste operador. O conceito de matriz térmica é introduzido, para definir este operador.

A idéia principal é muito simples, como formulada por Domingos (1969). As temperaturas de entrada e saída podem ser relacionadas através da definição de efetividade térmica, podendo ser apresentadas de forma matricial como:

$$T_{oo} = MT_{ii} \quad (19)$$

T_{oo} e T_{ii} são os vetores representando as temperaturas de entrada e saída do trocador como um todo:

$$T_{oo} = \begin{bmatrix} T_{1,out} \\ T_{2,out} \end{bmatrix} \quad T_{ii} = \begin{bmatrix} T_{1,in} \\ T_{2,in} \end{bmatrix} \quad (20)$$

M é a matriz térmica correspondente, dada por:

$$M = \begin{bmatrix} 1-P_1 & P_1 \\ P_1 R_1 & 1-P_1 R_1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Este método apresenta algumas limitações. Não pode ser usado para reduzir as seguintes montagens complexas de trocadores: (1) se houver mais que duas entradas ou duas saídas, (2) se houverem fluxos não misturados entre dois passes consecutivos, ou entre trocadores em uma montagem, (3) se a montagem resultante, após sucessivas reduções, não representar uma montagem em série ou em paralelo.

2.5 FORMALISMO MATRICIAL GENERALIZADO

Sobre as três limitações do método de Domingos mencionadas, as duas primeiras devem-se à natureza dos trocadores de calor elementares, e a terceira ao modo com que os elementos relacionam-se entre si. As formas como estas limitações podem ser eliminadas serão mostradas a seguir.

2.5.1 MATRIZ TÉRMICA RETANGULAR COM TEMPERATURAS TERMINAIS UNIFORMES

A matriz térmica M para um trocador de calor com duas entradas e duas saídas, é uma matriz quadrada 2×2 . Se o número de entradas (m) for diferente do número de saídas (n), a matriz térmica é retangular, tendo sido analisada por Pignotti (1984a). Para este caso, o método do formalismo matricial pode ser utilizado somente se as temperaturas de todas as entradas, para cada fluido, forem iguais, e se for considerada a temperatura média para as saídas de cada fluido.

Se o trocador de calor puder ser dividido em elementos padronizados, com as relações para a efetividade conhecidas, o método da Regra da Corrente pode ser uma abordagem conveniente.

2.5.2 MATRIZ TÉRMICA RETANGULAR COM TEMPERATURAS TERMINAIS VARIÁVEIS

A segunda limitação do método de Domingos, é a exigência de que os fluidos estejam perfeitamente misturados nas seções de entrada e saída, para cada uma

das unidades elementares do arranjo de trocadores. Entretanto, temperaturas terminais não uniformes podem estar presentes. Se isto ocorrer, o fluxo que encontra-se não misturado pode ser representado, aproximadamente, por um grande número de fluxos menores, cada um com as temperaturas terminais uniformes.

Pignotti (1988) desenvolveu relações para as efetividades térmicas e matrizes térmicas para trocadores com distribuições de temperaturas não uniformes, através da integração das propriedades locais de cada fluxo para uma determinada seção do escoamento. Não existem regras gerais para reduzir os arranjos de elementos de trocadores, exceto para casos simples. O método da regra da corrente facilita bastante a obtenção das distribuições de temperaturas na entrada e saída dos trocadores.

2.6 REGRA DA CORRENTE

A terceira grande limitação do método de Domingos, está relacionada às possíveis maneiras com que os componentes de um trocador de calor podem estar ligados entre si, formando o conjunto inteiro. Cada par de trocadores, ou pares sucessivos, após a redução necessitam estar acoplados entre si em série ou paralelo. Esta limitação impõe uma séria restrição à aplicabilidade do método original, desenvolvido por Domingos (1969). Uma extensão aos métodos que utilizam a matriz térmica para solucionar configurações complexas, foi introduzida por Pignotti (1986, 1990), sendo esta abordagem conhecida como Regra da Corrente (PIGNOTTI; SHAH, 1992).

O interesse principal do projeto e análise de trocadores de calor, está na obtenção de P_1 ou P_2 , e não em realizar diversas multiplicações entre matrizes (o que envolve todos os termos de cada matriz) para configurações e arranjos complexos de trocadores. O Método da Regra da Corrente descreve um procedimento para a obtenção de P_1 e P_2 , sem a necessidade de escrever explicitamente todos os elementos das matrizes, e realizar todas as multiplicações entre elas. Então, apenas um dos termos de uma matriz 2×2 (P_1 ou P_2) para todo o trocador é avaliado, através da multiplicação dos termos apropriados de N matrizes 2×2 , para a obtenção de uma matriz resultante, para todo o conjunto de trocadores elementares.

O método faz uso, além dos elementos individuais representando trocadores de calor, de outros elementos, chamados misturadores ou divisores de fluxo. Isto é, dependendo da configuração do trocador de calor, um ou mais fluxos podem ser divididos em dois ou mais fluxos, e/ou diversos fluxos podem ser combinados em só uma corrente.

Se um escoamento sofre uma divisão, em duas ou mais correntes, o nó correspondente a este ponto é chamado de *divisor*. Se há apenas uma entrada, as temperaturas de saída são iguais às de entrada, independentemente do número de saídas ou dos fluxos de massa em cada corrente de saída, assumindo-se que não há perdas de calor no referido nó. Então, considerando um divisor com uma entrada e n saídas, temos que $T_e = T_{1,s} = T_{2,s} = \dots = T_{n,s}$, e a matriz térmica correspondente possui a forma de uma matriz coluna, com todos os n elementos iguais a 1.

Quando houver mais de uma entrada e uma saída em um dado nó, este é referido como um *misturador*. A temperatura de saída deve ser calculada realizando

um balanço de energia no nó, levando-se em conta a distribuição dos fluxos de massa nas saídas.

De fato, o método da regra da corrente oferece um esquema para relacionar uma matriz de uma dada montagem, M_{ij} , a elementos individuais Z_{ij} , Y_{ij} , X_{ij} , e sucessivamente, conectados entre si de maneira arbitrária.

Esta é uma técnica poderosa para obter uma expressão para a efetividade de diversas configurações e montagens de trocadores de calor. Pode ser utilizada na análise de trocadores com múltiplas entradas ou saídas (mais que duas), como 1 – 2 *TEMA J* ou *H*, fluxos não misturados entre trocadores ou passes, e montagem de trocadores, podendo ser acoplados em série ou paralelo.

2.7 MÉTODOS BASEADOS EM PROPRIEDADES DEVIDAS ÀS CONFIGURAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR

Certos arranjos de escoamentos possuem uma propriedade de simetria que, em alguns casos, pode ser usada para a obtenção de relações ε -*NUT*. Quando um fluido está bem misturado ao longo de um trocador de calor, a efetividade para um trocador operando em contra-corrente pode ser determinada partindo de relações conhecidas para um trocador operando em paralelo, e vice-versa.

2.7.1 SIMETRIA DE FLUXO REVERSO

A simetria de fluxo reverso refere-se a performances térmicas idênticas para um trocador de calor, quando operando sob a inversão do sentido do fluxo de ambos os fluidos (PIGNOTTI, 1984b, 1985). Isto é sempre válido para qualquer trocador

que possua duas entradas e duas saídas, assumindo-se as hipóteses usuais, ou ainda podem ter uma ou várias entradas e saídas para cada um dos fluidos envolvidos. Isto implica que q , ε , P_1 ou F para um dado trocador, e um trocador com o sentido dos fluxos invertidos mantém-se inalterados. Enquanto em alguns casos, a aplicação do princípio parece óbvia, em outros casos ele é uma ferramenta importante para determinar se dois trocadores de calor, aparentemente distintos, são realmente diferentes ou se são iguais, do ponto de vista da efetividade.

A maioria das configurações dos trocadores de calor, analisadas na literatura, são geometricamente simétricas, isto é, após a reversão do sentido dos dois escoamentos, a geometria inicial se mantém inalterada, resultando apenas rotacionada ou uma imagem espelhada. Para estes casos, a simetria de fluxo reverso não apresenta nenhuma informação adicional. Vários outros arranjos, como fluxos cruzados com vários passes, trocadores de calor a placas, e trocadores casco e tubos são, geralmente, geometricamente assimétricos. Para estes casos, duas geometrias aparentemente diferentes podem possuir a mesma efetividade e, então, a efetividade para um dado arranjo pode ser obtida imediatamente, utilizando o conceito da simetria de fluxos reversos.

3 MODELAGEM E PROCEDIMENTO NUMÉRICO

O método utilizado foi proposto originalmente por Navarro e Cabezas-Gomez (2005), e tem por objetivo a determinação da efetividade térmica de um trocador de calor com fluxos cruzados, através de solução numérica. Uma das maiores aplicações para este tipo de trocadores ocorre em processos onde o fluido externo é um gás, normalmente ar. Na descrição que se seguirá, o fluido externo é assumido como sendo ar, porém os resultados e conclusões podem ser estendidos para qualquer fluido.

Durante o desenvolvimento do modelo, as seguintes considerações foram tomadas, considerando-se o equipamento:

1. O processo de troca de calor ocorre em regime permanente;
2. A troca de calor com o meio externo pode ser desprezada;
3. Não existem fontes de calor relacionadas a qualquer dos fluidos, e nem às paredes do trocador;
4. O escoamento do fluido do tubo é considerando perfeitamente misturado;
5. As propriedades de transporte dos fluidos, bem como as termo-físicas e os coeficientes de troca de calor são considerados constantes ao longo de todo o trocador;
6. Não ocorre mudança de fase em nenhum dos fluidos.

É importante observar que estas hipóteses são comuns a todas as abordagens citadas neste trabalho.

O procedimento consiste nas seguintes etapas básicas: (1) Divisão do trocador de calor em volumes de controle finitos, tridimensionais, denominados aqui “elementos”. Cada elemento é, por si só, um trocador de calor de fluxos cruzados,

com o fluido interno bem misturado, e o externo não misturado; (2) Solução do sistema de equações governantes, para cada um dos elementos; (3) Solução do sistema de equações governantes, passo a passo, seguindo o caminho do fluido que escoar por dentro dos tubos, ao longo do trocador de calor.

3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

As equações governantes, apresentadas nesta seção, foram desenvolvidas para trocadores de calor com fluxos cruzados, com um fluido misturado e outro não misturado (KAYS; LONDON, 1998). Estas são as equações básicas utilizadas na metodologia proposta para a solução numérica do problema.

A Figura 3 mostra a distribuição de temperaturas para um trocador de calor com as características descritas acima, contendo uma fileira de tubos. É considerado aqui que o fluido escoando no lado interno dos tubos encontra-se perfeitamente misturado, em sua seção transversal, e o fluido que escoar pelo lado externo está perfeitamente não misturado. Esta hipótese é razoável, uma vez que o lado do ar possui aletas, que mantêm o fluido não misturado.

A Figura 3(a) mostra esquematicamente o arranjo dos escoamentos interno e externo, ao longo de um tubo com comprimento L , enquanto a Figura 3(b) mostra a variação das temperaturas, ao longo do tubo, e em um comprimento diferencial do tubo, dx . Um esquema ilustrativo de um elemento típico é mostrado na Figura 4.

Através da figura, pode-se observar mais uma vez que o elemento é um trocador de calor de fluxos cruzados, com um fluido misturado e outro não misturado. Apenas para efeito de análise, o fluido interno (misturado) será

considerando o fluido quente, mas as equações são válidas também para o caso oposto, bastando para isto trocar os subscritos referentes a quente e frio.

Figura 3. Distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor

O número de elementos escolhido, ao longo do circuito dos tubos, deve ser o suficiente para que o tamanho de cada elemento seja pequeno o bastante, de tal modo que a vazão mássica do fluido externo seja pequena, quando comparada à do fluido interno. Fazendo desta forma, a capacidade térmica (produto entre o calor

Figura 4. Elemento do trocador de calor

específico e a vazão mássica) do fluido externo será significativamente menor que a do fluido interno, isto é, $C_f^e \ll C_q^e$, e a temperatura do fluido quente pode ser considerada constante ao longo do elemento.

Um balanço de energia, envolvendo o elemento diferencial de comprimento dx , pode ser escrito da seguinte maneira:

$$\delta q = -C_q \cdot dT_q \quad (22)$$

$$\delta q = dC_f \cdot \Delta T_f \quad (23)$$

Onde $\Delta T_f = (T_{f,s} - T_{f,e})$ é a variação da temperatura média do fluido frio, ao longo do comprimento diferencial dx . Usando o fato de que, ao longo do comprimento diferencial, a vazão mássica do fluido frio é pequena, se comparada à do fluido quente, a relação diferencial entre as taxas de capacidade térmica pode ser expressa como:

$$dC^* = \frac{dC_f}{C_q} \rightarrow 0 \quad (24)$$

Observando a equação (24), e a distribuição de temperaturas mostrada na Figura 3(b), podemos aplicar uma expressão para a efetividade, referente a um condensador. Então, usando a definição de efetividade, definimos um parâmetro Γ que expresse a efetividade local, para o elemento diferencial (KAYS; LONDON, 1998):

$$\Gamma = \frac{\Delta T_f}{(T_q - T_{f,e})} = 1 - e^{-\frac{UdA}{dC_f}} \quad (25)$$

Assumindo que as distribuições da vazão do fluido frio, e da área de troca térmica A , são uniformes ao longo do trocador, as seguintes relações são válidas:

$$\frac{dC_f}{dA_{fr}} = \frac{C_f}{A_{fr}} = \text{constante} \quad (26)$$

$$\frac{dC_f}{dA} = \frac{C_f}{A} \quad (27)$$

Então, ao longo do comprimento L do tubo:

$$\Gamma = 1 - e^{-\frac{UA}{C_f}} = \text{constante} \quad (28)$$

Combinando as equações (22) a (26), temos:

$$\frac{dT_q}{T_q - T_{f,e}} = -\Gamma dC^* = -\Gamma \frac{C_f}{C_q} \frac{dA_{fr}}{A_{fr}} \quad (29)$$

Na equação (29), podemos notar que C_f , C_q e A_{fr} referem-se a valores totais, e não são variáveis. Como foi citado anteriormente, as equações governantes desenvolvidas são válidas para trocadores de calor com um passe, de fluxos cruzados, um fluido misturado e outro não misturado. Para este tipo de trocadores de calor, a integração da equação (29) pode ser facilmente realizada de forma analítica, obtendo-se as curvas de $\varepsilon - NUT$ (ver equação 33, adiante). Entretanto, em aplicações práticas, os trocadores de fluxos cruzados freqüentemente empregam construções com diferentes circuitos e várias fileiras de tubos. Nestes casos, a solução das equações (22) a (29) não é trivial. A solução da equação (29) é dificultada, devido a duas razões principais: a não validade das equações (27) e (28) ao longo de toda a área do trocador, e devido à distribuição não uniforme da temperatura do fluido frio (não misturado), $T_{f,e}$, ao longo das fileiras de tubos. Isto leva à necessidade da aplicação de um procedimento numérico para a obtenção da solução do problema.

3.2 SOLUÇÃO NUMÉRICA

A metodologia proposta é baseada na aplicação do conjunto das equações (22) a (29). As principais etapas serão descritas a seguir:

Primeiro passo: o trocador de calor é dividido em um conjunto de volumes de controle tridimensionais, chamados elementos, identificados pelos índices (i, j, k) . Os índices $1 \leq i \leq N_e$; $1 \leq j \leq N_t$; e $1 \leq k \leq N_r$ representam, respectivamente: a posição do elemento em relação ao comprimento do tubo; a altura do tubo em que se encontra o elemento, em relação a uma dada fileira de tubos; e a fileira de tubos em que o tubo que contém o elemento se encontra. Deve ser frisado mais uma vez que cada elemento é modelado como um trocador de calor, com um fluido misturado e o outro não misturado, conforme mostrado na Figura 4.

Segundo passo: o sistema de equações governantes, descrito na seção 3.1, é integrado para cada elemento separadamente. Isto leva a um conjunto de equações algébricas para cada elemento e, conseqüentemente, para todo o trocador.

Terceiro passo: o sistema de equações algébricas assim obtido, é solucionado de forma iterativa para todo o trocador. Isto é feito seguindo o caminho percorrido pelo escoamento interno aos tubos, ao longo de todo o trocador de calor, utilizando os índices (i, j, k) .

Como o modelo físico empregado é válido para um trocador de calor com um único passe, de fluxos cruzados, fluidos misturado/não misturado, o tamanho de cada elemento deve ser suficientemente pequeno, para satisfazer estas condições. Isto, a princípio, leva a crer que é necessário um número muito grande de elementos. Entretanto, cada elemento funciona como um trocador de calor independente, conectado um ao outro ao longo de todo o circuito dos tubos.

Resolvendo iterativamente o conjunto de equações algébricas, para cada um dos pequenos trocadores de calor (elementos), é obtida a distribuição de temperaturas ao longo de todo o equipamento. Os parâmetros para avaliação da performance térmica do trocador são obtidos através da aplicação de suas definições.

3.3 SISTEMA DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS PARA UM ELEMENTO

As equações algébricas, relativas a cada elemento, são obtidas através da integração das equações apresentadas na seção 3.1. Devido ao tamanho pequeno dos elementos, e às condições necessárias para a validação da equação (27), assume-se que a temperatura do fluido quente (misturado) varie linearmente ao atravessar o volume de controle infinitesimal, enquanto a temperatura do fluido frio (não misturado) varie exponencialmente.

Desta maneira, a variação da temperatura do fluido quente pode ser expressa como:

$$T_q^e = 0.5(T_{q,e}^e + T_{q,s}^e) \quad (30)$$

Onde o sobrescrito e indica que a variável correspondente está associada a um elemento específico (i, j, k). A integração da equação (25) sobre um elemento leva a:

$$q^e = -C_q^e (T_{q,s}^e - T_{q,e}^e) \quad (31)$$

Através da integração da equação (26), e usando (29), obtemos o balanço de energia para o fluido frio:

$$q^e = \Delta T_f^e \int_e dC_f = \Delta T_f^e \int_e \frac{C_f}{A_{fr}} dA_{fr} = \Delta T_f^e C_f^e \quad (32)$$

Onde C_f e A_{fr} são constantes, e $\Delta T_f^e = T_{f,s}^e - T_{f,e}^e$ representa a diferença de temperaturas média do fluido frio, para cada elemento. Para completar o sistema de equações algébricas, a integração da equação (28) em um elemento resulta em:

$$\Gamma^e = \frac{\Delta T_f^e}{(T_q^e - T_{f,e}^e)} = 1 - e^{-\frac{(UA)^e}{C_f^e}} \quad (33)$$

O último termo da equação (33) é igual ao da equação (28). Isto pode ser afirmado porque cada um dos elementos é considerado como sendo um trocador de calor com um passe, com os fluxos cruzados, escoamentos misturado/não misturado.

As equações (30) a (33) formam um sistema de equações algébricas para cada elemento, formado por cinco equações e cinco incógnitas, a saber: q^e , I^e , T_q^e , $T_{q,s}^e$ e ΔT_f^e . São conhecidos: $T_{q,e}^e$, $T_{f,e}^e$, $(UA)^e$, C_f^e e C_q^e . Para resolver este conjunto de equações para todo o trocador de calor, isto é, para todos os elementos interconectados, é preciso utilizar um método iterativo, o qual será descrito na seção 3.4.

O sistema de equações acima descrito pode ser re-arranjado, de forma a obter as seguintes equações para o cálculo das temperaturas em cada elemento:

$$T_{f,s}^e = \frac{A + 2(1 - \Gamma^e)}{2 + A} T_{f,e}^e + \frac{2\Gamma^e}{2 + A} T_{q,e}^e \quad (34)$$

$$T_{q,s}^e = \frac{2 - A}{2 + A} T_{q,e}^e + \frac{2A}{2 + A} T_{f,e}^e \quad (35)$$

Onde $A = C_f^e I^e / C_q^e$.

3.4 PROCEDIMENTOS PARA O CÁLCULO DOS PARÂMETROS TÉRMICOS DO TROCADOR DE CALOR

A seguir é descrito o procedimento utilizado para o cálculo da efetividade.

Primeiramente são lidos os dados referentes à geometria de um trocador de calor específico, a partir de um arquivo de banco de dados. Então são definidos os valores relativos a NUT , C^* e $C_{min}=(C_f \text{ or } C_q)$. Para o propósito de simulação, os valores de $T_{f,e}$, $T_{q,e}$ e UA são arbitrariamente escolhidos, pois a efetividade ε depende apenas de NUT , C^* e do arranjo do trocador.

Em seguida são calculados os valores da efetividade de cada elemento, I^e , de acordo com a equação (33), onde o valor de $(UA)^e$ é obtido de acordo com o número de elementos, e C_f^e e C_q^e são computados considerando a vazão mássica correspondente a cada elemento. Como o procedimento desenvolvido é válido somente quando a taxa de capacidade térmica referente ao fluido não misturado é pequena, isto é, $C_{\text{não misturado}}^e / C_{\text{misturado}}^e \leq 1$ (ver a seção 3.1), o número de elementos N_e escolhido deve ser suficientemente grande para garantir esta condição.

A distribuição de temperaturas para todo o trocador é calculada iterativamente, seguindo o caminho percorrido pelo escoamento interno aos tubos, usando as equações (34) e (35). Deve ser notado que esta distribuição de temperaturas é calculada, considerando-se as propriedades térmicas constantes, e um valor médio para o coeficiente global de transferência de calor, e por estas razões o valor de I^e é constante para todos os elementos. Entretanto, se forem consideradas as variações das propriedades, devido à distribuição de temperaturas, os parâmetros I^e , $(UA)^e$, C_q^e e C_f^e devem ser calculados para cada elemento, usando as propriedades e coeficientes de transferência de calor locais. Em todos os

casos, as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio devem ser estimadas usando as equações (34) e (35). O critério de convergência está relacionado com a temperatura de saída média do fluido frio, $T_{f,s}$, sendo também verificada a igualdade da taxa de calor transferida q .

Finalmente, o valor da efetividade ε é calculado a partir de sua definição, equação (15).

Deve ser notado que a efetividade relativa ao elemento, Γ^e , é constante ao longo de todo o trocador, desde que os elementos possuam todos o mesmo tamanho.

Alguns comentários devem ser feitos, em relação ao procedimento proposto, de maneira a deixar alguns aspectos mais claros ao leitor:

- Deve ser enfatizado que o objetivo deste estudo é a obtenção de curvas $\varepsilon - NUT$, ou outras relações, para trocadores de calor com geometrias e arranjos de escoamento conhecidos;
- É assumido que os parâmetros de entrada sejam: o NUT , em conjunto com um dos seguintes pares: C^* e C_{min} , ou C_f e C_q .
- Desde que as relações de $\varepsilon - NUT$ são independentes das temperaturas de entrada de qualquer um dos fluidos, podem ser escolhidos arbitrariamente.
- O tamanho de cada elemento, e dos parâmetros associados a eles $(UA)^e$, C_q^e e C_f^e , e NUT^e podem ser determinados à partir do número de elementos escolhido, N_e , e do número de tubos e de fileiras do trocador de calor, N_t e N_r . O número de elementos deve ser escolhido de tal modo que $C_{min}^e = C_f^e \leq C_q^e$, assumindo que o fluido frio escoe externamente.
- A efetividade do elemento, Γ^e , pode ser determinada a partir da equação (33).

- O primeiro elemento é aquele situado na seção de entrada do fluido interno, em relação ao trocador de calor. Para um arranjo em paralelo, as temperaturas de entrada de ambos os fluidos são conhecidas, e as de saída podem ser obtidas de (34) e (35). Aplicando o mesmo procedimento para os elementos subseqüentes, ao longo do caminho percorrido pelo fluido, as temperaturas de saída correspondentes podem ser determinadas, levando a um mapeamento das temperaturas ao longo de todo o trocador de calor. As temperaturas de saída médias, para os dois fluidos, podem ser determinadas.
- Para o caso de escoamento em contra-corrente, a temperatura de entrada do fluido externo no primeiro elemento não é conhecida,. Esta temperatura deve ser assumida, de tal maneira que um procedimento iterativo deve ser realizado, para a obtenção da distribuição de temperaturas. O critério de convergência adotado utiliza as médias das temperaturas de saída do fluido externo (frio).
- Deve ser notado que esta distribuição de temperaturas é calculada, considerando-se as propriedades térmicas constantes, e um valor médio para o coeficiente global de transferência de calor, e por estas razões o valor de Γ^e é constante para todos os elementos. Entretanto, se forem consideradas as variações das propriedades, devido à distribuição de temperaturas, os parâmetros I^e , $(UA)^e$, C_q^e e C_f^e devem ser calculados para cada elemento, usando as propriedades e coeficientes de transferência de calor locais. Em todos os casos, as temperaturas de saída dos fluidos devem ser estimadas usando as equações (34) e (35). O critério de convergência está relacionado com a temperatura de saída média do fluido frio, $T_{f,s}$, sendo também verificada a igualdade da taxa de calor transferida q .

- A efetividade do trocador de calor, ε , correspondente ao NUT assumido, pode então ser determinada a partir de sua definição.

4 VALIDAÇÃO DO MÉTODO

Para a validação do método proposto, foram realizadas comparações com resultados obtidos a partir de relações teóricas disponíveis na literatura. Serão apresentadas comparações com diferentes arranjos de trocadores de calor, inicialmente para arranjos com um passe e n fileiras de tubos e com múltiplos passes e n fileiras de tubos. Em seguida foi feita uma análise de dois importantes problemas encontrados nas publicações a respeito de trocadores de calor: o efeito do número de passes (ou fileiras de tubos) em configurações com fluxos cruzados, e a performance ε - NUT em arranjos de escoamento complexos.

Por último, os resultados obtidos pelo método aqui descrito, foram comparados com soluções propostas por diferentes autores para diferentes arranjos complexos de escoamento.

4.1 TROCADORES COM UM PASSE E N FILEIRAS DE TUBOS

Nesta seção a metodologia proposta é analisada e validada através da comparação dos resultados obtidos por simulação, para trocadores de calor com um passe e n fileiras de tubos, com fluxos cruzados. As relações analíticas consideradas são mostradas na Tabela 1.

Para o caso de escoamentos não misturados de ambos os fluidos, duas relações foram consideradas. A primeira, equação (40), é a solução por séries infinitas, obtida por Mason (STEVENS; FERNANDEZ e WOOLF, 1957; BACLIC; HEGGS, 1985). A outra, a equação (41), é amplamente utilizada na literatura, e foi

extraída de DiGiovanni e Webb (1989), onde há uma explanação sobre a origem de alguns termos utilizados nesta equação.

Tabela 1 – relações ε - NUT para trocadores com um passe e uma ou mais fileiras de tubos

N_f	Lado de C_{min}	Relação	Equação
1	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-(1 - e^{NTU_A \cdot C_A^*}) / C_A^*}$	(36)
2	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-2K/C^*} \left(1 + \frac{K^2}{C^*} \right), K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/2}$	(37)
3	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-3K/C^*} \left(1 + \frac{K^2(3-K)}{C^*} + \frac{3K^4}{2(C^*)^2} \right), K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/3}$	(38)
4	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-4K/C^*} \left(1 + \frac{K^2(6-4K+K^2)}{C^*} + \frac{4K^4(2-K)}{(C^*)^2} + \frac{8K^6}{3(C^*)^3} \right),$ $K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/4}$	(39)
∞	ambos os fluidos não misturados	$\varepsilon = \frac{1}{C^* NTU} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\left[1 - e^{-NTU} \sum_{m=0}^n \frac{(NTU)^m}{m!} \right] \left[1 - e^{-C^* NTU} \sum_{m=0}^n \frac{(C^* NTU)^m}{m!} \right] \right]$	(40)
∞	ambos os fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - e^{[NTU]^{0.22} (e^{-C^* NTU^{0.78}} - 1) C^*}$	(41)

Fluido A misturado, B não misturado. $C_A^* = 1/C_B^*$. $\varepsilon_B = \varepsilon_A C_A^*$. $NUT_B = NUT_A C_A^*$. $C_A^* = C_A/C_B$

Comparamos os erros relativos máximos entre os resultados analíticos e os simulados, considerando as expressões para até quatro fileiras de tubos. O erro relativo máximo foi determinado a partir de 1111 valores para a efetividade, calculados dentro dos seguintes intervalos: $0 \leq C_i^* \leq 1$, e $0 \leq NUT \leq 10$, com

incrementos de 0,1. Os resultados mostram que os erros relativos máximos são muito pequenos para todos os casos, da ordem de 10^{-6} %, indicando uma perfeita concordância entre os resultados analíticos e os simulados.

Deve ser enfatizado que os resultados obtidos por simulação através do programa desenvolvido são bastante acurados, para qualquer número de fileiras de tubos, como veremos a seguir.

A Tabela 2 mostra que os resultados da simulação numérica convergem para os resultados obtidos pela solução analítica por séries infinitas, equação (40), para um arranjo com escoamentos não misturados. Três pontos principais podem ser

Tabela 2 – comparação entres os resultados da simulação e a solução por séries infinitas, equação (40)

Erro relativo médio (%)* e erro relativo máximo (%)					
N_r	Geometria	$C_{min}=C_{ar}$		$C_{min}=C_{tubos}$	
5	$G_{1,5}$	0.63	2.88	0.45	2.89
6	$G_{1,6}$	0.44	2.10	0.32	2.10
7	$G_{1,7}$	0.33	1.56	0.24	1.56
8	$G_{1,8}$	0.25	1.22	0.18	1.22
9	$G_{1,9}$	0.20	0.97	0.14	0.97
10	$G_{1,10}$	0.16	0.79	0.12	0.79
20	$G_{1,20}$	0.04	0.20	0.03	0.20
50	$G_{1,50}$	0.006	0.033	0.005	0.033
100	$G_{1,100}$	0.0016	0.0082	0.0012	0.0082

$$*\text{erro relativo médio} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|\varepsilon_s - \varepsilon_t|}{\varepsilon_t} 100$$

levantados: primeiro, foi observado que o máximo erro relativo decresce com o aumento do número de fileiras, atingindo 0,0082% para $N_R = 100$. Esta tendência mostra a grande precisão obtida com a metodologia proposta, e indica que para resultados mais precisos, o número de fileiras de tubos N_R deve ser aumentado.

Isto leva ao segundo ponto principal a ser levantado, relacionado ao conceito de escoamento não misturado. Da Tabela 2 pode-se ver que, para um trocador de calor com ambos os escoamentos não misturados, deve-se ter um número de fileiras de tubos suficientemente grande para garantir um erro relativo pequeno para o valor da efetividade.

O terceiro ponto principal está relacionado ao fato de que, rigorosamente, apenas para um número infinito de fileiras de tubos os resultados analíticos são válidos, e não existem soluções analíticas simples para um número de fileiras maior que quatro. Portanto, a metodologia proposta permite obter resultados bastante precisos, mesmo nos casos onde as relações analíticas são escassas, ou fórmulas aproximadas são utilizadas. Para tornar esta discussão mais clara, vamos analisar um trocador de calor com uma fileira de tubos. Tomando valores de $C^* = 0.5$ e $NUT = 5$, pode ser mostrado que um erro da ordem de 0,1% na efetividade, provoca um erro no valor de NUT da ordem de 4,0%, usando a relação analítica correspondente para o ε - NUT . Isto mostra o fato de que, mesmo pequenos erros relativos na efetividade podem levar a grandes erros na determinação de valores de NUT . Portanto, deve ser tomado cuidado ao obter-se resultados para NUT a partir de relações de ε - NUT . Uma aplicação onde isto é muito importante é no método de redução da efetividade- NUT , comumente utilizado para a determinação experimental do coeficiente convectivo de transferência de calor, no lado do ar. A Tabela 2 mostra que mesmo para 10 fileiras de tubos, o erro relativo médio na efetividade é da ordem

de 0,1%. Quando o número de fileiras é aumentado, o erro diminui, como era de se esperar.

Devido à dificuldade em se derivar relações analíticas ou polinomiais para $N_f=5$ até ∞ , a relação empírica aproximada (equação 41) é extensivamente utilizada na indústria e laboratórios de pesquisa. De acordo com DiGiovanni e Webb (1989), esta correlação leva a resultados fisicamente contraditórios para valores de $NUT < 1$, levando a erros de até 3,7% quando comparado com a solução numérica para o caso não misturado/não misturado. Então, a metodologia proposta apresenta melhores resultados nestes casos, podendo ser utilizada quando soluções analíticas não estão disponíveis.

4.2 TROCADORES COM MÚLTIPLOS PASSES E N FILEIRAS DE TUBOS

As geometrias consideradas para os trocadores de calor, para a realização da comparação, são mostradas na Figura 5. Estes são trocadores de fluxos cruzados, com 1 a 4 fileiras de tubos, designados por $G_{i,j}^k$. O sobrescrito k designa o arranjo global do escoamento, podendo assumir “ p ” para arranjo em paralelo, ou “ c ” para contra-corrente. O primeiro subscrito, i , indica o número de passes no lado do tubo, e j o número de fileiras em cada passe. A Figura 3 também inclui trocadores com fluxos cruzados puros, designados por $G_{1,1}$. Para aqueles com 2, 3 ou 4 passes, indicamos $G_{i,1}$, i variando de 2 a 4.

A Tabela 3 apresenta um conjunto de relações teóricas, para as eficiências térmicas dos trocadores indicados na Figura 5. A eficiência térmica dos arranjos em paralelo ou contra-corrente puros, são mostrados também na Tabela 3, sendo estas relações utilizadas também quando a quantidade de fileiras for suficientemente

grande. Os valores para efetividade determinados através da Tabela 3 serão indicados por ε_i , e os calculados através do método numérico são indicados por ε .

Item	Arranjo	Denominação	Item	Arranjo	Denominação
(a)		$G_{1,1}$			
(b)		$G_{2,1}^p$	(e)		$G_{2,1}^c$
(c)		$G_{3,1}^p$	(f)		$G_{3,1}^c$
(d)		$G_{4,1}^p$	(g)		$G_{4,1}^c$

Figura 5. Representação dos trocadores de calor utilizados para validação dos resultados

As comparações foram realizadas dentro das seguintes faixas de valores: $0 \leq C^* \leq 1$, e $0 \leq NUT \leq 10$, ambos com valores iniciais iguais a 0, e incrementos de 0,1.

O parâmetro adotado para comparação, é o “erro relativo”, entre o valor calculado através do algoritmo e os resultados obtidos através da Tabela 3, definido como:

$$\lambda = \left| \frac{\varepsilon - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} \right| \cdot 100 \quad (51)$$

Tabela 3 – relações ε - NUT para fluxos cruzados em paralelo e contra-corrente

N_r	Lado de C_{min}	Relação	Equação
Fluxo cruzado puro			
1	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-(1 - e^{NTU_A \cdot C_A^*}) / C_A^*}$	(42)
Multipasses, fluxos cruzados em paralelo			
2	A	$\varepsilon_A = \left(1 - \frac{K}{2}\right) \left(1 - e^{-2K/C_A^*}\right)$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 2}$	(43)
3	A	$\varepsilon_A = 1 - \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 e^{-3K/C_A^*} - K \left(1 - \frac{K}{4} + \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right) e^{-K/C_A^*}$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 3}$	(44)
4	A	$\varepsilon_A = 1 - \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4}\right) - K \left(1 - \frac{K}{2}\right) \left(1 + 2 \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right) e^{-2K/C_A^*}$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 4}$	(45)
	Fluxos paralelos	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU_A (1 + C_A^*)}}{1 + C_A^*}$	(46)
Multipasses, fluxos cruzados em contra-corrente			
2	A	$\varepsilon_A = 1 - \left(\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) e^{2K/C_A^*}\right)^{-1}$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 2}$	(47)
3	A	$\varepsilon_A = 1 - \left(\left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 e^{3K/C_A^*} + \left(K \left(1 - \frac{K}{4}\right) - \left(1 - \frac{K}{2}\right) \frac{K^2}{C_A^*}\right) e^{K/C_A^*}\right)^{-1}$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 3}$	(48)
4	A	$\varepsilon_A = 1 - \left(\frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4}\right) + K \left(1 - \frac{K}{2}\right) \left(1 - 2 \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right)\right) e^{2K/C_A^*}$, $K = 1 - e^{-NTU_A \cdot C_A^* / 4}$	(49)
∞	Contra- corrente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU_A (1 - C_A^*)}}{1 - C_A^* e^{-NTU_A (1 - C_A^*)}}$	(50)

Tabela 4 – máximo erro relativo em função do número de fileiras de tubos

N_r	Geometria	$C_{min}=C_{ar}$	$C_{min}=C_{tubos}$
1	$G_{1,1}$ vs Eq.(9)	1.1×10^{-6}	1.4×10^{-6}
2	$G_{2,1}^p$ vs Eq.(10)	8.7×10^{-7}	9.0×10^{-7}
3	$G_{3,1}^p$ vs Eq.(11)	6.2×10^{-7}	8.9×10^{-7}
4	$G_{4,1}^p$ vs Eq.(12)	6.3×10^{-7}	8.0×10^{-7}
2	$G_{2,1}^c$ vs Eq.(14)	2.6×10^{-5}	1.4×10^{-5}
3	$G_{3,1}^c$ vs Eq.(15)	5.7×10^{-5}	2.4×10^{-5}
4	$G_{4,1}^c$ vs Eq.(16)	1.2×10^{-4}	3.8×10^{-5}

Tabela 5 – comparação entre as simulações e os dados obtidos através das equações (45) e (50)

Erro relativo médio (%) e erro relativo máximo (%)			
N_r	Geometria	$C_{min}=a_{ar}$	$C_{min}=C_{tubos}$
4	$G_{4,1}^p$	0.2, 1.4	0.6, 3.1
5	$G_{5,1}^p$	7.4×10^{-2} , 0.34	0.2, 1.2
6	$G_{6,1}^p$	3.8×10^{-2} , 0.16	0.1, 0.6
7	$G_{7,1}^p$	2.8×10^{-2} , 0.12	0.06, 0.3
8	$G_{8,1}^p$	1.9×10^{-2} , 9.2×10^{-2}	0.04, 0.2
9	$G_{9,1}^p$	1.6×10^{-2} , 7.4×10^{-2}	0.03, 0.1
10	$G_{10,1}^p$	1.2×10^{-3} , 5.9×10^{-2}	0.02, 0.08
20	$G_{20,1}^p$	3.2×10^{-3} , 1.5×10^{-2}	0.003, 0.01
50	$G_{50,1}^p$	5.1×10^{-4} , 2.4×10^{-3}	0.0005, 0.002
100	$G_{100,1}^p$	1.3×10^{-4} , 5.9×10^{-4}	0.0001, 0.0006
4	$G_{4,1}^c$	1.5, 6.7	1.4, 6.7
5	$G_{5,1}^c$	1.0, 4.7	0.9, 4.7
6	$G_{6,1}^c$	0.7, 3.5	0.7, 3.5
7	$G_{7,1}^c$	0.5, 2.7	0.5, 2.7
8	$G_{8,1}^c$	0.4, 2.1	0.4, 2.1
9	$G_{9,1}^c$	0.3, 1.7	0.3, 1.7
10	$G_{10,1}^c$	0.26, 1.4	0.2, 1.4
20	$G_{20,1}^c$	0.06, 0.37	0.06, 0.4
50	$G_{50,1}^c$	0.01, 0.06	0.01, 0.06
100	$G_{100,1}^c$	0.002, 0.01	0.002, 0.01

A Tabela 4 apresenta os máximos erros relativos obtidos para diferentes configurações, dentro das faixas de valores mencionadas para C^* e NUT . Pode ser notado que os erros obtidos são bastante reduzidos em todos os casos, com limites máximos da ordem de 10^{-4} a 10^{-6} %, para os casos de arranjo com fluxos cruzados em contra-corrente, e fluxos cruzados em paralelo, respectivamente. Os erros encontrados podem ser considerados insignificantes para aplicações práticas, em qualquer dos casos. Como uma regra geral, fluxos cruzados em paralelo são menores que os encontrados em fluxos cruzados em contra-corrente. Esta tendência provavelmente está relacionada ao procedimento iterativo requerido em arranjos em contra-corrente. Entretanto, mesmo nestes casos não se pode dizer que os resultados não apresentam precisão o suficiente. Considerando um arranjo com quatro passes, fluxos cruzados em contra-corrente, para condições (C^* e NUT) correspondendo ao erro relativo máximo, $1,2 \times 10^{-4}$ %, de acordo com a Tabela 4, os valores para efetividade obtidos por simulação e pela equação (49) são iguais a 0,996189 e 0,996188, respectivamente. Esta mínima diferença implica que, mesmo quando a efetividade é computada iterativamente, como nos casos de fluxos cruzados em contra-corrente, os resultados mostram-se bastante acurados.

4.3 EFEITO DO NÚMERO DE PASSES

Os resultados mostrados na Tabela 4 para escoamentos cruzados, são limitados a trocadores com até 4 passes (ou fileiras). Não são conhecidas relações teóricas para a efetividade térmica de trocadores possuindo mais que 6 passes ou fileiras de tubos.

É prática comum adotar, quando o número de fileiras ou passes for maior que 6, as relações para fluxos em paralelo ou contra corrente puros, pois estas são as tendências quando o número de tubos tende a infinito. Entretanto, esta prática pode levar a erros significantes na determinação da efetividade térmica. A Tabela 5 foi utilizada para determinar a ordem de magnitude destes erros. A efetividade ε indicada na tabela, avaliada de acordo com o algoritmo proposto, é comparada com a avaliada através da consideração de escoamentos em paralelo ou contra-corrente, $\varepsilon_{f\infty}$, para arranjos com um grande número de passes ($N_r > 4$). As faixas de valores e incrementos utilizados em C^* e NUT , considerados no desenvolvimento da Tabela 4 são os mesmos que os utilizados na Tabela 5. Os resultados da Tabela 4 são apresentados em termos dos erros relativos máximos e médios, os últimos sendo definidos como:

$$\lambda_{médio} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\varepsilon - \varepsilon_{f\infty}}{\varepsilon_{f\infty}} \right| \cdot 100 \quad (52)$$

Onde N é a quantidade de pontos considerada, para a avaliação de um arranjo em particular. Uma visão global da Tabela 4, permite-nos traçar as seguintes conclusões gerais:

- O primeiro arranjo para todas as configurações com fluxos cruzados, é aquele com 4 passes no lado do tubo. Como esperado, os erros são elevados, atingindo valores máximos de 3,1%, e valores médios de 0,6% para escoamentos cruzados em paralelo, e 6,7% e 1,5% para escoamentos cruzados em contra-corrente.

- Os erros máximo e médio diminuem com o número de passes no lado do tubo. Erros desprezíveis foram encontrados para um número de passes da ordem de 50, porém, para aplicações práticas, este número pode ser bem menor, como os resultados da Tabela 4 mostram claramente.
- Os erros encontrados em arranjos com fluxos cruzados em contra-corrente, são significativamente maiores que os encontrados em arranjos em paralelo. De fato, enquanto os últimos apresentam erros máximos da ordem de 0,2%, ($C_{min}=C_t$) para 8 passes no tubo, o desvio máximo para o caso de contra-corrente é da ordem de 2,1%.

Como citado anteriormente, é prática comum assumir que a efetividade térmica, para um trocador de calor possuindo mais que 6 passes no lado do tubo, pode ser aproximada, para aplicações industriais, por relações para fluxos em contra-corrente ou em paralelo (TABOREK, 1983). Uma análise da Tabela 4 mostra que este não seria o caso, ao menos para arranjos com fluxos cruzados em contra-corrente, para trocadores com altos valores de NUT e C^* (não mostrados na tabela). Bes (1996) também chamou a atenção para este fato. Ele demonstrou que o erro absoluto entre os resultados obtidos através da relação analítica por ele proposta, e através da equação (45), para $NUT > 5$ e $C^* \geq 0,7$ seriam da ordem de 0,4%. Estes valores são significativamente menores que os descritos por Bes (1996), mas ainda assim são grandes o suficiente para não serem negligenciados. Pode-se argumentar que estes erros são, de qualquer maneira, pequenos para fins de aplicações práticas. Entretanto, se considerarmos uma análise em termos de projeto, quando a efetividade é conhecida e o valor de NUT necessita ser determinado a partir dela, a fim de se calcular o valor de UA , este argumento é questionável. De fato, foi

apontado anteriormente por Navarro e Cabezas-Gómez (2005), que pequenos erros no valor da efetividade podem levar a erros de mais de uma ordem de magnitude maiores, para valores elevados de NUT . Estes cuidados precisam ser tomados, quando da aplicação de relações ε - NUT simplificadas, para evitar a ocorrência de erros maiores que os esperados.

Dados para a efetividade, para entre 5 e 10 passes no lado dos tubos, foram obtidos através da aplicação do algoritmo proposto, podendo ser vistos nas Tabelas 6 e 7, para arranjos com fluxos cruzados em paralelo ou em contra-corrente.

Tabela 6 – valores da efetividade P para fluxos cruzados em paralelo, considerando de 5 a 10 fileiras de tubos, com um tubo em cada fileira

R NUT		Efetividade Térmica P					
		Quantidade de passes, fluxos cruzados em paralelo					
		5 passes	6 passes	7 passes	8 passes	9 passes	10 passes
0.2	0.2	0.1778	0.1778	0.1778	0.1778	0.1778	0.1778
0.2	0.5	0.3761	0.3760	0.3760	0.3760	0.3760	0.3760
0.2	1.0	0.5827	0.5826	0.5825	0.5825	0.5825	0.5824
0.2	2.0	0.7587	0.7584	0.7582	0.7581	0.7580	0.7577
0.2	5.0	0.8317	0.8316	0.8315	0.8314	0.8314	0.8313
0.2	10.0	0.8333	0.8333	0.8333	0.8333	0.8333	0.8333
0.5	0.2	0.1728	0.1728	0.1728	0.1728	0.1728	0.1728
0.5	0.5	0.3520	0.3519	0.3519	0.3518	0.3518	0.3518
0.5	1.0	0.5187	0.5184	0.5183	0.5182	0.5181	0.5179
0.5	2.0	0.6348	0.6344	0.6342	0.6340	0.6339	0.6338
0.5	5.0	0.6665	0.6664	0.6664	0.6664	0.6664	0.6663
0.5	10.0	0.6668	0.6666	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667
1.0	0.2	0.1649	0.1649	0.1649	0.1648	0.1648	0.1648
1.0	0.5	0.3164	0.3163	0.3162	0.3162	0.3162	0.3161
1.0	1.0	0.4332	0.4330	0.4328	0.4327	0.4326	0.4323
1.0	2.0	0.4919	0.4915	0.4914	0.4912	0.4912	0.4908
1.0	5.0	0.5004	0.4998	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000
1.0	10.0	0.5017	0.4996	0.5001	0.5000	0.5000	0.5000
1.5	0.2	0.1134	0.1134	0.1134	0.1134	0.1134	0.1134
1.5	0.5	0.2263	0.2263	0.2262	0.2262	0.2262	0.2262
1.5	1.0	0.3250	0.3248	0.3247	0.3247	0.3246	0.3244
1.5	2.0	0.3866	0.3863	0.3862	0.3860	0.3860	0.3859
1.5	5.0	0.4005	0.3997	0.4000	0.3997	0.4000	0.3999
1.5	10.0	0.4024	0.3992	0.4002	0.3999	0.4000	0.4000
3.0	0.2	0.0585	0.0585	0.0585	0.0585	0.0585	0.0585
3.0	0.5	0.1217	0.1218	0.1217	0.1217	0.1217	0.1216
3.0	1.0	0.1843	0.1842	0.1842	0.1842	0.1842	0.1841
3.0	2.0	0.2331	0.2329	0.2328	0.2328	0.2328	0.2326
3.0	5.0	0.2502	0.2495	0.2498	0.2496	0.2498	0.2499
3.0	10.0	0.2526	0.2488	0.2505	0.2497	0.2502	0.2499
7.0	0.2	0.0255	0.0255	0.0255	0.0255	0.0255	0.0255
7.0	0.5	0.0544	0.0544	0.0544	0.0544	0.0544	0.0544
7.0	1.0	0.0852	0.0852	0.0852	0.0852	0.0852	0.0851
7.0	2.0	0.1124	0.1124	0.1124	0.1123	0.1123	0.1123
7.0	5.0	0.1248	0.1245	0.1247	0.1246	0.1246	0.1246
7.0	10.0	0.1264	0.1242	0.1254	0.1247	0.1251	0.1249

Deve ser notado que dados para arranjos com mais que 6 passes ainda não se encontram disponíveis na literatura aberta. Relações para a efetividade para os casos limite de escoamento em paralelo ou contra-corrente puros, foram incluídos ao final das tabelas, como referência.

Tabela 7 - valores da efetividade P para fluxos cruzados em contra-corrente, considerando de 5 a 10 fileiras de tubos, com um tubo em cada fileira

R NUT		Efetividade Térmica P						
		Quantidade de passes, fluxos cruzados em contra-corrente						Contra-corrente
		5 passes	6 passes	7 passes	8 passes	9 passes	10 passes	
0.2	0.2	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782
0.2	0.5	0.3806	0.3807	0.3807	0.3807	0.3807	0.3807	0.3807
0.2	1.0	0.6046	0.6047	0.6048	0.6049	0.6049	0.6049	0.6050
0.2	2.0	0.8302	0.8306	0.8310	0.8311	0.8312	0.8313	0.8317
0.2	5.0	0.9832	0.9839	0.9842	0.9845	0.9847	0.9848	0.9853
0.2	10.0	0.9992	0.9994	0.9995	0.9996	0.9996	0.9996	0.9997
0.5	0.2	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738
0.5	0.5	0.3620	0.3621	0.3622	0.3622	0.3622	0.3622	0.3623
0.5	1.0	0.5637	0.5640	0.5642	0.5643	0.5644	0.5645	0.5647
0.5	2.0	0.7710	0.77205	0.7727	0.7732	0.7735	0.7737	0.7746
0.5	5.0	0.9477	0.9506	0.9524	0.9535	0.9543	0.9549	0.9572
0.5	10.0	0.9882	0.9913	0.9930	0.9940	0.9946	0.9950	0.9966
1.0	0.2	0.1666	0.1666	0.1666	0.1666	0.1667	0.1667	0.1667
1.0	0.5	0.3330	0.3331	0.3331	0.3332	0.3332	0.3332	0.3333
1.0	1.0	0.4984	0.4988	0.4992	0.4993	0.4995	0.4996	0.5000
1.0	2.0	0.6609	0.6626	0.6637	0.6644	0.6648	0.6652	0.6667
1.0	5.0	0.8123	0.8183	0.8221	0.8246	0.8264	0.8277	0.8333
1.0	10.0	0.8661	0.8772	0.8847	0.8898	0.8935	0.8963	0.9091
1.5	0.2	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142
1.5	0.5	0.2347	0.2348	0.2348	0.2348	0.2348	0.2349	0.2349
1.5	1.0	0.3610	0.3612	0.3614	0.3615	0.3616	0.3616	0.3618
1.5	2.0	0.4902	0.4911	0.4916	0.4920	0.4922	0.4924	0.4932
1.5	5.0	0.6092	0.6120	0.6137	0.6148	0.6156	0.6162	0.6186
1.5	10.0	0.6465	0.6501	0.6523	0.6537	0.6548	0.6555	0.6586
3.0	0.2	0.0587	0.0587	0.0587	0.0587	0.0588	0.0588	0.0588
3.0	0.5	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241
3.0	1.0	0.1954	0.1955	0.1956	0.1956	0.1956	0.1956	0.1957
3.0	2.0	0.2683	0.2685	0.2687	0.2688	0.2689	0.2689	0.2691
3.0	5.0	0.3239	0.3243	0.3246	0.3247	0.3249	0.3249	0.3253
3.0	10.0	0.3326	0.3327	0.3328	0.3329	0.3329	0.3329	0.3330
7.0	0.2	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256
7.0	0.5	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549
7.0	1.0	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875
7.0	2.0	0.1201	0.1201	0.1202	0.1202	0.1202	0.1202	0.1202
7.0	5.0	0.1410	0.1410	0.1411	0.1411	0.1411	0.1411	0.1415
7.0	10.0	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428

As efetividades consideradas nestas tabelas, são as chamadas efetividades térmicas, sendo definidas como:

$$P = \frac{\Delta T_f}{T_{q,e} - T_{f,e}} = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \quad (53)$$

As efetividades P , das Tabelas 6 e 7, são dadas em termos de NUT e do parâmetro R , definido como:

$$R = \frac{C_f}{C_q} \quad (54)$$

As seguintes conclusões podem ser obtidas, a partir dos dados obtidos nesta seção:

- As efetividades para arranjos em fluxos cruzados, em paralelo ou contra-corrente, tendem àquelas para os escoamentos puros em paralelo ou contra-corrente, quando o número de passes aumenta.
- É interessante observar que a efetividade varia de maneiras distintas, para o caso de escoamentos com fluxos cruzados em paralelo, ou em contra-corrente. Para o caso em contra-corrente, a efetividade aumenta com o aumento do número de passes, com o valor limite sendo obtido para diferentes números de passes, dependendo dos valores de R e NUT . Para o caso em paralelo, a efetividade pode ser maior ou menor que o valor limite, dependendo do número de passes. Pode ser notado que para um número par de passes, a efetividade é maior que o valor limite, enquanto para um número ímpar é menor. Em ambos os casos, a diferença para o valor limite diminui com o aumento do número de passes.

4.4 TROCADORES DE CALOR COM ARRANJOS COMPLEXOS DE ESCOAMENTO

O algoritmo proposto vem sendo aplicado na avaliação da efetividade térmica de diferentes arranjos de escoamento, nas seções precedentes. Os resultados obtidos têm sido investigados, tanto para checar sua precisão, através de comparação com relações analíticas disponíveis, quanto para checar possíveis relações existentes entre a efetividade térmica e diferentes configurações de trocadores de calor.

Na maioria das aplicações práticas, os trocadores de calor possuem arranjos complexos, para os quais não existem soluções analíticas. A disponibilidade de dados referentes à eficiência destes trocadores seria muito útil, para prever a performance dos mesmos. Nesta seção serão apresentados alguns resultados, para diferentes arranjos complexos de trocadores de calor.

4.4.1 CASO 1

Será considerado nesta seção o trocador de calor mostrado esquematicamente na Figura 6. O arranjo do escoamento foi sugerido originalmente por Guo; Wei e Cheng (2004), e citado como sendo o de maior eficiência dentre três configurações: de fluxos cruzados puros; de fluxos cruzados com um passe e quatro fileiras de tubos; e de fluxos cruzados em contra-corrente, com dois passes nos tubos, correspondendo ao arranjo da Figura 5 (e). Existem dois motivos principais para a análise desta geometria particular: a obtenção de dados de efetividade para uma geometria complexa, não disponível na literatura, a partir da aplicação do

algoritmo proposto, e para discutir os resultados obtidos por Guo; Wei e Cheng (2004), comparados àqueles obtidos para configuração em fluxos cruzados em contra-corrente, quatro passes, utilizando a metodologia aqui proposta.

Figura 6. Representação esquemática da configuração estudada em Guo; Wei e Cheng (2004) e simulada pelo algoritmo

Curvas não disponíveis na literatura, para a efetividade térmica em função do NUT , para a configuração mostrada na Figura 6, para diversos valores de C^* , são mostradas na Figura 7. Resultados para faixas de valores de C^* e NUT são também apresentados na Tabela 8. Valores para a efetividade térmica são apresentados nesta tabela, para a configuração da Figura 6, e para a configuração de quatro passes, em contra-corrente, Figura 5 (g), não considerada por Guo; Wei e Cheng (2004) em sua análise. Dados para arranjo em contra-corrente puro também foram incluídos nesta tabela para fins de comparação. A tabela abrange as seguintes faixas de valores de C^* e NUT : $0.1 \leq C^* \leq 1.0$; e $2 \leq NUT \leq 12$. Uma rápida olhada na Tabela 8 permite perceber algumas tendências a respeito de diferenças entre os arranjos considerados:

- Inicialmente, pode ser notado que a efetividade para o arranjo com quatro passes em contra-corrente, Figura 5 (g), é maior que o da Figura 6 para certos valores de C^* e NUT .
- Como esperado, a efetividade térmica aumenta com o aumento do NUT para ambas as configurações. Entretanto, a efetividade do arranjo da Figura 5 (g) é maior para valores menores de NUT , a diferença diminuindo com NUT .
- A efetividade do arranjo da Figura 5 (g) é maior para todos os valores de NUT , para valores de C^* entre 0,2 e 0,4. Entretanto, para valores maiores de C^* , ocorre um cruzamento destas curvas. O valor de NUT para o ponto de cruzamento diminui com o aumento do valor de C^* .
- A efetividade térmica de ambas as configurações tendem àquela do arranjo em contra-corrente puro, para valores baixos de C^* e altos valores de NUT , como era de se esperar. É interessante notar que a performance da configuração da Figura 6, comparativamente à da Figura 5 (g), é melhor para valores elevados de C^* e NUT , para os quais os erros com relação ao escoamento em contra-corrente puro são maiores (ver as áreas sombreadas na Tabela 8). Uma diferença de temperaturas mais uniforme, ao longo do trocador, para esta configuração, a valores de C^* e NUT elevados pode explicar esta tendência (GUO; WEI; CHENG (2004)).
- Entretanto, deve ser citado que as conclusões propostas por (GUO; WEI; CHENG (2004), com respeito à performance térmica da configuração da Figura 6, são limitadas aos arranjos considerados naquele trabalho. Estas conclusões não podem ser generalizadas, como os dados contidos na Tabela 8 demonstram claramente.

Figura 7. Curvas de ϵ - NUT para a configuração mostrada na Figura 6, para C_{max} misturado e C_{min} não misturado

Os resultados da Tabela 8 deixam claro que a escolha por qualquer configuração de escoamento, não deve ser limitada a características teóricas do trocador de calor. Parâmetros como a perda de carga admissível, e os coeficientes de transferência de calor devem ser considerados no projeto e análise de um trocador de calor, bem como aspectos de produção, durabilidade e manutenção (SHAH; PIGNOTTI, 1993).

Como um comentário final, deve ser enfatizado que os resultados fornecidos pelo algoritmo proposto, a respeito da configuração da Figura 6, são complementares aos experimentais, propostos por Guo; Wei e Cheng (2004), estendendo os dados de performance para faixas de valores de C^* e NUT maiores.

Os resultados também demonstram a extensão em que o algoritmo pode ser aplicado.

Tabela 8 – efetividade para trocadores de calor para as configurações das figuras 6, 5 (g), e para fluxos em contra-corrente puro

C^*	NUT	Efetividade				
		$C_{min}=C_{ar}$		$C_{min}=C_{tubos}$		Contra-corrente puro
		Figure 6	Figura 5 (g)	Figure 6	Figura 5 (g)	
0.2	2	0.8252	0.8293	0.8258	0.8294	0.8317
0.2	5	0.9785	0.9819	0.9799	0.9825	0.9853
0.2	8	0.9958	0.9969	0.9968	0.9976	0.9987
0.2	9	0.9974	0.9981	0.9982	0.9987	0.9994
0.2	10	0.9982	0.9987	0.9989	0.9992	0.9997
0.2	11	0.9988	0.9991	0.9994	0.9996	0.9999
0.2	12	0.9991	0.9993	0.9996	0.9997	0.9999
0.4	2	0.7830	0.7899	0.7838	0.7900	0.7945
0.4	5	0.9527	0.9591	0.9551	0.9606	0.9695
0.4	8	0.9835	0.9860	0.9863	0.9886	0.9950
0.4	9	0.9874	0.9890	0.9902	0.9919	0.9973
0.4	10	0.9900	0.9910	0.9928	0.9940	0.9985
0.4	11	0.9918	0.9923	0.9945	0.9954	0.9992
0.4	12	0.9930	0.9932	0.9958	0.9964	0.9996
0.6	2	0.7389	0.7473	0.7395	0.7474	0.7539
0.6	5	0.9130	0.9211	0.9155	0.9230	0.9411
0.6	8	0.9554	0.9583	0.9594	0.9628	0.9833
0.6	9	0.9619	0.9635	0.9664	0.9688	0.9889
0.6	10	0.9666	0.9671	0.9714	0.9731	0.9926
0.6	11	0.9700	0.9696	0.9753	0.9763	0.9951
0.6	12	0.9725	0.9715	0.9782	0.9788	0.9967
0.8	2	0.6939	0.7028	0.6942	0.7029	0.7109
0.8	5	0.8593	0.8674	0.8609	0.8688	0.8957
0.8	8	0.9060	0.9082	0.9089	0.9118	0.9518
0.8	9	0.9138	0.9144	0.9173	0.9188	0.9619
0.8	10	0.9197	0.9190	0.9236	0.9240	0.9696
0.8	11	0.9241	0.9223	0.9285	0.9279	0.9757
0.8	12	0.9274	0.9247	0.9323	0.9310	0.9804
1.0	2	0.6490	0.6578	0.6490	0.6578	0.6667
1.0	5	0.7952	0.8020	0.7952	0.8020	0.8333
1.0	8	0.8373	0.8384	0.8373	0.8384	0.8889
1.0	9	0.8445	0.8442	0.8445	0.8442	0.9000
1.0	10	0.8499	0.8483	0.8499	0.8483	0.9091
1.0	11	0.8539	0.8514	0.8539	0.8514	0.9167
1.0	12	0.8570	0.8537	0.8570	0.8537	0.9231

4.4.2 CASO 2

Nesta seção serão analisados dois tipos de configuração, estudados por Shah e Pignotti (1993). Os autores examinaram trocadores de calor com arranjos de escoamento bastante complexos, relacionando-os a configurações padronizadas, usando as regras de Domingos (1969). Estes arranjos padronizados foram descritos

por soluções exatas ou aproximadas, usando os algoritmos apresentados por Pignotti e Cordero (1983).

Mais especificamente, eles consideraram sete possíveis arranjos de escoamento, para um trocador de calor com fluxos cruzados, contendo 60 tubos, arranjados em 6 fileiras de 10 tubos cada. Valores para a efetividade térmica foram obtidos, e foi realizada uma análise comparativa entre os diferentes arranjos. Nesta seção foram considerados os casos 4 e 7, apresentados por Domingos (1969), para ilustrar a metodologia utilizada.

Figura 8. Configurações para os casos obtidos de Shah e Pignotti, 1993. (a) caso 4, (b) caso 7

Os autores obtiveram as relações (55), caso 4, e (56), caso 7, para as configurações mostradas na Figura 8, para o cálculo das efetividades térmicas P , referentes ao fluido interno:

$$P(R, NUT) = P_{3,2}^{c,so}(R, NUT) \quad (55)$$

$$P(R, NUT) = P_{6,1}^c(R, NUT) \quad (56)$$

Nas relações mostradas acima, $P_{3,2}^{c,so}$ e $P_{6,1}^c$ representam a efetividade para uma configuração com três passes verdadeiros, com duas fileiras por passe, conectadas na mesma ordem; e para seis passes verdadeiros, com uma fileira por passe, respectivamente. Os valores obtidos através das equações (55) e (56) estão listados em Shah e Pignotti (1993), e serão considerados para a comparação com os valores da efetividade térmica P obtidos através da simulação, neste trabalho.

Para este propósito, dois cálculos foram realizados para cada caso analisado. Tomando como exemplo o caso 4, a geometria mostrada na Figura 8 (a) foi utilizada para a simulação. Então, a geometria equivalente a esta, Figura 9 (a), proposta por Shah e Pignotti (1993), correspondendo a um arranjo padronizado representando a efetividade $P_{3,2}^{c,so}$ foi simulado. O mesmo foi feito para o caso 7, representado pelas Figuras 8 (b) e 9 (b).

A Tabela 9 mostra a efetividade P , para diversos valores de R e NUT , para as geometrias em questão. Dados para geometrias similares àsquelas dos casos 4 e 7, porém considerando quatro e oito fileiras de tubos, com dez tubos cada também são apresentados. Os valores simulados para a efetividade, para as geometrias consideradas nesta seção, concordam exatamente com aqueles apresentados por

Shah e Pignotti (1993) para $R \leq 1$, mostrando o rigor do método aqui apresentado. Para $R > 1$, foi verificado que os resultados apresentados por Shah e Pignotti (1993) são menos precisos, ao menos para os casos aqui estudados, incluindo o arranjo com fluxos contrários. Para esta faixa de valores de R , os resultados apresentados na Tabela 9 são bastante precisos, e inéditos. Como esperado, a efetividade aumenta com o número de fileiras de tubos, tendendo ao arranjo de fluxos contrários, como também está mostrado na tabela, para efeito de comparação.

Figura 9. Geometrias bidimensionais equivalentes, propostas por Shah e Pignotti (1993) e utilizadas para simulação numérica: (a) caso 4, (b) caso 7

Embora a quantidade de dados tabulados na Tabela 9 seja bastante grande, estes foram apresentados porque podem ser utilizados para interpolação, e para aplicações que possam exigir uma grande faixa de valores de NUT e R . Mais ainda, os resultados mostrados são inéditos (para $R > 1$), e bastante precisos para toda a faixa de valores de R , incluindo os valores referentes a 4 e 8 fileiras de tubos, não mostrados no trabalho original de Shah e Pignotti (1993).

Tabela 9 – Valores para a efetividade térmica P para os casos 4 e 7 (Figuras 8 e 9), considerando quatro, seis e oito fileiras, com dez tubos cada

		Efetividade térmica P						
R	NUT	Caso 4			Caso 7			Contra-corrente
		4 fileiras	6 fileiras	8 fileiras	4 fileiras	6 fileiras	8 fileiras	
0.2	0.2	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782	0.1782
0.2	0.5	0.3802	0.3805	0.3806	0.3806	0.3806	0.3807	0.3807
0.2	1.0	0.6026	0.6039	0.6044	0.6043	0.6047	0.6049	0.6050
0.2	2.0	0.8245	0.8285	0.8299	0.8293	0.8306	0.8311	0.8317
0.2	5.0	0.9762	0.9814	0.9831	0.9819	0.9839	0.9845	0.9853
0.2	10.0	0.9968	0.9988	0.9993	0.9987	0.9994	0.9996	0.9997
0.5	0.2	0.1737	0.1737	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738	0.1738
0.5	0.5	0.3610	0.3617	0.3620	0.3619	0.3621	0.3622	0.3623
0.5	1.0	0.5593	0.5623	0.5633	0.5631	0.5640	0.5643	0.5647
0.5	2.0	0.7577	0.7669	0.7702	0.7689	0.7720	0.7732	0.7746
0.5	5.0	0.9222	0.9404	0.9474	0.9421	0.9506	0.9535	0.9572
0.5	10.0	0.9660	0.9835	0.9896	0.9817	0.9913	0.9940	0.9966
1.0	0.2	0.1664	0.1666	0.1666	0.1666	0.1666	0.1666	0.1667
1.0	0.5	0.3312	0.3324	0.3328	0.3328	0.3331	0.3332	0.3333
1.0	1.0	0.4916	0.4962	0.4978	0.4974	0.4988	0.4994	0.5000
1.0	2.0	0.6422	0.6549	0.6597	0.6578	0.6626	0.6644	0.6667
1.0	5.0	0.7729	0.7996	0.8121	0.8020	0.8183	0.8246	0.8333
1.0	10.0	0.8178	0.8532	0.8713	0.8483	0.8772	0.8898	0.9091
1.5	0.2	0.1141	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142
1.5	0.5	0.2338	0.2344	0.2346	0.2346	0.2348	0.2348	0.2349
1.5	1.0	0.3572	0.3597	0.3606	0.3605	0.3612	0.3615	0.3618
1.5	2.0	0.4793	0.4866	0.4893	0.4885	0.4911	0.4920	0.4932
1.5	5.0	0.5879	0.6021	0.6085	0.6049	0.6120	0.6148	0.6186
1.5	10.0	0.6250	0.6404	0.6473	0.6402	0.6501	0.6537	0.6586
3.0	0.2	0.0587	0.0587	0.0587	0.0587	0.0587	0.0587	0.0588
3.0	0.5	0.1238	0.1240	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241	0.1241
3.0	1.0	0.1943	0.1951	0.1953	0.1953	0.1955	0.1956	0.1957
3.0	2.0	0.2650	0.2672	0.2680	0.2678	0.2685	0.2688	0.2691
3.0	5.0	0.3198	0.3225	0.3236	0.3231	0.3243	0.3247	0.3253
3.0	10.0	0.3310	0.3322	0.3326	0.3323	0.3327	0.3329	0.3330
7.0	0.2	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256	0.0256
7.0	0.5	0.0548	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549	0.0549
7.0	1.0	0.0873	0.0874	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875	0.0875
7.0	2.0	0.1194	0.1199	0.1200	0.1200	0.1201	0.1202	0.1202
7.0	5.0	0.1405	0.1408	0.1410	0.1409	0.1410	0.1411	0.1412
7.0	10.0	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428	0.1428

4.4.3 CASO 3

Aqui serão avaliados outros arranjos de escoamento, com bancos de tubos dispostos em Z, e em quincôncio. Para estes casos específicos, a aplicação das relações analíticas mostradas nas seções precedentes podem levar a erros significativos.

Os circuitos analisados nesta seção estão ilustrados na Figura 10. A primeira configuração, representada na Figura 10 (a), representa um trocador de fluxos cruzados, com os tubos dispostos em Z, $N_t = 12$. A segunda, Figura 10 (b), um trocador com duas fileiras de tubos, dispostos em quincôncio, com dois circuitos distintos e $N_t = 10$. A terceira geometria, Figura 10 (c), representa um trocador de calor com três fileiras em quincôncio, com dois circuitos e $N_t = 10$. Finalmente, a quarta configuração, Figura 10 (d), um trocador com seis fileiras de tubos dispostos em quincôncio, com cinco circuitos, e $N_t = 10$. Estas quatro configurações foram escolhidas para mostrar as diferenças entre os valores obtidos através da simulação e das relações aqui apresentadas. As geometrias 2 a 4 foram obtidas de Rich (1973).

Figura 10. Arranjo dos circuitos dos trocadores de calor analisados. (a) configuração em Z, (b) duas fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos, (c) três fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos, (d) seis fileiras de tubos em quincôncio e cinco circuitos

As efetividades aqui calculadas destes trocadores de calor estão ilustradas nas Figuras (11) a (14). As razões entre capacidades térmicas variaram desde 0 até 1, com incrementos de 0,25. Para $C^* = 0$, a relação $\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$ foi usada. Os gráficos obtidos utilizando-se o programa computacional estão traçados em linha cheia. Observando as Figuras (11) e (12), algumas diferenças devido ao efeito do arranjo do escoamento podem ser observadas, para os trocadores com duas fileiras de tubos, geometria 2. Este caso aparentemente apresenta melhor performance que a geometria 1. Este efeito pode ser bem observado através da utilização do programa computacional desenvolvido. Utilizando a relação teórica para duas fileiras de tubos, este efeito não pôde ser observado. Isto ilustra bem dois fatos: primeiro, o arranjo de escoamento exerce uma grande influência sobre os valores de ε - NUT , e segundo, o uso de uma relação teórica específica pode levar a erros quando comparados a resultados experimentais.

Figura 11. Efetividades para a geometria 1 (tubos em Z), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado

Figura 12. Efetividades para a geometria 2 (duas fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado

Figura 13. Efetividades para a geometria 3 (três fileiras de tubos em quincôncio e dois circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado

Figura 14. Efetividades para a geometria 4 (seis fileiras de tubos em quincôncio e cinco circuitos), obtidas através de relações teóricas (linhas pontilhadas), e simulação numérica (linhas cheias): (a) C_{max} misturado, C_{min} não misturado; (b) C_{min} misturado, C_{max} não misturado

Quando não estão disponíveis relações para a efetividade, para trocadores de calor com arranjos complexos de escoamento, uma aproximação usando a relação teórica para o mesmo número de fileiras de tubos é utilizada. Nestes casos, diferenças significativas entre os dados reais e os calculados podem ocorrer. As Figuras (11) a (13) mostram uma comparação entre os valores obtidos utilizando-se cada um dos métodos, utilizando-se o programa computacional e as relações teóricas, para as geometrias de 1 a 3 da Figura (10). A Tabela 10 mostra os erros máximos e totais obtidos para cada caso. Na Figura 11 pode ser visto que as relações teóricas sempre superestimam os valores para a efetividade referente à geometria 1, com o erro relativo máximo de aproximadamente 12 % (ver Tabela 10), para os casos em que $C_{min} = C_{ar}$ e $C_{min} = C_{fluido}$. Para os casos das Figuras (12) e (13), pode ser observado que as relações teóricas subestimam os valores da efetividade, para as geometrias 2 e 3, em praticamente toda a faixa de valores de NUT . A diferença mostra-se mais acentuada para a geometria 3, chegando a aproximadamente 6,3 %. Em todos os gráficos duas regiões podem ser observadas, uma onde os valores teóricos são maiores, e outra onde os resultados simulados são maiores. A segunda região é mais pronunciada nas Figuras (12) e (13), estendendo-se sobre toda a faixa de valores de NUT maior que 2. Este comportamento depende do tipo de geometria que está sendo simulada. Para valores muito pequenos de C^* , a primeira região pode se estender até valores altos de NUT .

A Figura 14 mostra uma comparação entre os resultados obtidos para a geometria 4, e os obtidos para trocadores com seis fileiras e fluxos cruzados puro, ambos obtidos pela aplicação do programa computacional. A mesma tendência de comportamento pode ser notada, como mostrado nas Figuras (12) e (13). Neste

caso, o erro relativo máximo encontrado foi de aproximadamente 8,7 %. Comparações entre a geometria 4 e as equações (40) e (41) também estão ilustradas na Tabela 10.

Tabela 10 – Erros relativos médios e máximos, para as geometrias 1 a 4.

Geometria	Erro relativo médio, Erro relativo máximo (%)	
	$C_{min}=C_{ar}$ $0 \leq NUT \leq 6$	$C_{min}=C_{tubos}$ $0 \leq NUT \leq 6$
Geometria 1 - Eq.(37)	6.40, 12.02	4.49, 11.94
Geometria 2 - Eq. (37)	2.08, 4.61	2.14, 4.52
Geometria 3 - Eq. (38)	3.12, 6.29	3.18, 6.29
Geometria 4 - Eq.(41)	3.29, 8.31	3.45, 8.40
Geometria 4 - Eq.(40)	3.67, 7.81	3.86, 7.81

5 CONCLUSÕES

Foi apresentada uma nova metodologia para o cálculo da performance de trocadores de calor compactos, com fluxos cruzados. Para a realização dos cálculos, foi utilizado o programa computacional *HETE (Heat Exchanger Thermal Efficiency)*.

A metodologia proposta foi validada, através da comparação com resultados obtidos pela utilização de relações analíticas exatas e aproximadas, disponíveis na literatura, e foram obtidos erros bastante pequenos. Novos dados referentes à efetividade foram obtidos para diferentes arranjos de trocadores de calor.

O método apresentou resultados bastante satisfatórios para todos os arranjos em que foi testado. Devido à sua simplicidade, o método pode ser utilizado vantajosamente mesmo nos casos em que já existem soluções disponíveis na literatura aberta. Para os casos em que não existem soluções disponíveis, ou para formas construtivas inéditas, a vantagem da utilização do método proposto é evidente.

Quanto ao efeito do número de passes, foi levantado que a aproximação normalmente feita de considerar-se trocadores com 6 ou mais fileiras de tubos, como sendo trocadores com fluxos em paralelo ou em contra-corrente, pode levar a erros significativos em alguns casos, principalmente para trocadores com altos valores de NUT e C^* . Nesses casos, a utilização de valores de efetividade para o dimensionamento de trocadores pode levar a erros significativos nos valores dos coeficientes de transferência de calor no lado do ar, e conseqüentemente na determinação da área de troca necessária. Isto demonstra mais uma vez as vantagens da utilização do método aqui descrito.

Em aplicações práticas, os trocadores de calor normalmente utilizados possuem formas construtivas bastante complexas. O algoritmo utilizado mostrou-se adequado para o uso no projeto e análise de desempenho destes trocadores, mostrando excelentes resultados, quando comparados aos outros métodos anteriormente propostos. Acreditamos que o método possa ser utilizado com sucesso na indústria de refrigeração de uma maneira geral, que atualmente carece de ferramentas simples e precisas para o cálculo e avaliação de seus produtos. Desta maneira ainda está contribuindo para um melhor aproveitamento e gerenciamento do uso de fontes de energia.

Algumas observações finais podem ser feitas, com respeito ao método proposto:

- O método é baseado em conceitos físicos, sendo caracterizado pela divisão do trocador de calor em um número de pequenos elementos, cada qual um trocador de calor com um passe, com fluxos cruzados, um fluido misturado e o outro não misturado;
- Possui uma forma simples, como descrito na seção 3. Desta maneira pode ser facilmente utilizado por outros pesquisadores no projeto e análise de diferentes configurações de trocadores de calor com fluxos cruzados;
- É bastante preciso, sendo assim aplicável para prever a performance de diversas construções de trocadores de calor, incluindo aqueles com novos e complexos arranjos de escoamento, onde soluções analíticas não se encontram disponíveis;

- Permite a obtenção de dados para diferentes configurações de trocadores de calor, usando os métodos $\varepsilon - NUT$, $LMTD$, $P - NUT$ e outros, incluindo a construção de curvas polinomiais, gráficos e correlações.

REFERÊNCIAS

- BACLIC, B.S. (1978). A Simplified formula for cross-flow heat exchanger effectiveness. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.100, p.746-747.
- _____. (1990). ε -NTU analysis of complicated flow arrangements. In: SHAH, R.K.; KRAUS, A.D.; METZGER, D. (Ed.). **Compact heat exchangers** – a festschrift for AL. London: Hemisphere. p.31-90.
- BACLIC, B.S.; HEGGS, P.J. (1985). On The search for new solutions of the single-pass crossflow heat exchanger problem. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v.28, n.10, p.1965-1976, Oct.
- BEJAN, A. (1996). **Transferência de calor**. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini; Ricardo S.E.Simões. São Paulo: Edgard Blucher. Cap.9, p.362-410.
- BES, T. (1996). Thermal performance of codirected cross-flow heat exchangers. **Heat and Mass Transfer**, Berlin, v.31, n.4, p.215-222, Apr.
- CARSLAW, H.S.; JAEGER, J.C. (1949). **Operational methods in applied mathematics**. 2nd ed. London: Oxford University Press.
- CHEN, T.D.; CONKLIN, J.C.; BAXTER, V.D. (1998). Comparison of analytical and experimental effectiveness of four-row plate-fin-tube heat exchangers with water, R-22 and R-410A. In: ASME WINTER ANNUAL MEETING, 1998, Anaheim. **Proceedings...** [S.l.:s.n.].
- DIGIOVANNI, M.A.; WEBB, R.L. (1989). Uncertainty in effectiveness-NTU calculations for crossflow heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v.10, n.3, p.61-70.
- DOMINGOS, J.D. (1969). Analysis of complex assemblies of heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v.12, n.5, p.537-548, May.
- ESDU 86018, Effectiveness-NTU relations for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers, engineering science data unit 86018 with amendment. (1991). London: ESDU International plc. p.92-107.
- GUO, Z.Y.; WEI, S.; CHENG, X.G. (2004). A Novel method to improve the performance of heat exchanger – temperature fields coordination of fluids. **Chinese Science Bulletin**, v.49, n.1, p.111-114.
- HAUSEN, H. (1983). **Heat transfer in counterflow, parallel flow, and cross flow**. New York: McGraw-Hill.
- INCROPERA, F.P.; DeWITT, D.P. (2002). **Fundamentals of heat and mass transfer**. 5th ed. New York: John Wiley. Cap.11, p.639-694.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. (1998). **Compact heat exchangers**. 3rded. New York: McGraw Hill.

MASON, J.L. (1955). Heat transfer in cross flow. In: NATIONAL CONGRESS OF APPLIED MECHANICS, 2., 1954, Michigan. **Proceedings...** New York: ASME. p.801-803.

NAVARRO, H.A.; CABEZAS-GÓMEZ, L. (2005). A New approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers. **International Journal Heat Mass Transfer**, London, v.48, n.18, p.3880-3888, Aug.

PIGNOTTI, A. (1984a). Matrix formalism for complex heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.106, n.2, p.352-360, May.

_____. (1984b). Flow reversibility of heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.106, n.2, p.361-368, May.

_____. (1986). Analytical techniques for basic thermal design of complex heat exchanger configurations. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 8., 1986. **Proceedings...** [S.l.:s.n]. p.249-258.

_____. (1988). Linear matrix operator formalism for basic heat exchanger thermal design. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.110, n.2, p.297-303, May.

_____. (1990). Coupling rules for basic thermal analysis of complex heat exchangers. In: SHAH, R.K.; KRAUS, A.D.; METZGER, D. (Ed.). **Compact heat exchangers – a festschrift for AL**. London: Hemisphere. p.13-30.

PIGNOTTI, A.; CORDERO, G.O. (1983). Mean temperature difference in multipass crossflow. **Journal of Heat Transfer**, London, v.105, n.3, p.584-591, Aug.

PIGNOTTI, A.; SHAH, R.K. (1992). Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v.35, n.5, p.1275-1291, May.

RICE, R.G.; DO, D.D. (1955). **Applied mathematics and modeling for chemical engineers**. New York: Wiley.

RICH, D.G. (1973). The Effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, n.2345, p.307-317.

SEKULIC, D.P.; SHAH, R.K.; PIGNOTTI, A. (1999). A Review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements. **Applied Mechanical Reviews**, Easton, v.52, n.3, p.97-117.

SHAH, R.K.; PIGNOTTI, A. (1993). Thermal analysis of complex cross-flow exchangers in terms of standard configurations. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.115, n.2, p.353-359, May.

SHAH, R.K.; SEKULIĆ, D.P. (1998). Heat exchangers. In: ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. (Ed.). **Handbook of heat transfer**. 3rded. New York: McGraw Hill. Cap.17.

STEVENS, R.A.; FERNANDEZ, J.; WOOLF, J.R. (1957). Mean-temperature difference in one, two, and three-pass crossflow heat exchangers. **Transactions of the ASME**, New York, v.79, p.287-297.

TABOREK, J. (1983). Charts for mean temperature difference in industrial heat exchanger configuration. In: SCHLUNDER, E.U. (Ed.). **Heat exchanger design handbook**. New York: Hemisphere. Cap.1.5, p.1.5.1-1/1.5.3-13.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION (1999). **Standards of the tubular exchanger manufacturers association**. 8thed. New York.

WANG, C.C.; WEBB, R.L.; CHI, K.Y. (2000). Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v.21, n.4, p.218-226, May.

APÊNDICE A - Algoritmo para o cálculo da efetividade

1. Ler um arquivo, com os dados referentes à geometria do trocador de calor.
2. Ler os valores de NUT e C^* .
3. Escolher o lado de C_{min} , se o do fluido quente ou frio.
4. Determinar os valores das temperaturas de entrada, e de UA .
5. Calcular $(UA)^e$, de acordo com a equação:

$$(UA)^e = \frac{UA}{N_e N_t N_r}$$

6. Calcular os valores de C_f^e e C_q^e , de acordo com:

Se $C_{min} = C_f$:

$$C_f^e = \frac{UA}{NUT \cdot N_e \cdot N_t} \quad \text{e} \quad C_q^e = \frac{UA}{NUT \cdot C^* \cdot N_{\text{circuitos}}}$$

Se $C_{min} = C_q$:

$$C_f^e = \frac{UA}{NUT \cdot C^* \cdot N_e \cdot N_t} \quad \text{e} \quad C_q^e = \frac{UA}{NUT \cdot N_{\text{circuitos}}}$$

7. Enquanto $\frac{|S_{\text{novo}} - S|}{S} < \text{Tolerância}$

Calcular Γ^e , segundo a equação (33)

Calcular a distribuição de temperaturas inicial

Faça

Calcular a soma $S = \sum_{i,j,N_r} T_{f,s}^e$

Calcular a distribuição de temperaturas seguindo os circuitos

Para 1 até N_c

Re-calcular as temperaturas para o lado do fluido frio

Enquanto NÃO (fim do circuito)

Calcular $T_{c,o}^e$, $T_{h,o}^e$, q^e pelas equações (31) a (33)

Ir para o próximo elemento

Recalcular as temperaturas dos lados frio e quente

Fim Enquanto

Fim Para

Calcular o novo valor para $S_{novo} = \sum_{i,j,N_r} T_{f,s}^e$

Fim Enquanto

8. Calcular a efetividade para o trocador de calor

$$T_{f,s} = \frac{1}{N_t N_e} \sum_{i,j,N_r} T_{f,s}^e$$

$$T_{q,s} = \frac{1}{N_{\text{circuitos}} \text{ cada último elemento do circuito}} \sum T_{q,s}^e$$

$$q = \sum_{i,j,k} q^e \quad \text{ou} \quad q = -C_q (T_{q,s} - T_{q,e}) \quad \text{ou} \quad q = C_f (T_{f,s} - T_{f,e})$$

Cálculo de ε , segundo a equação (15).